

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Optimalizace hydraulického lisu Mannesmann Meer

Optimization of Hydraulic circuit for Press Mannesmann Meer

Student: Bc. Petr Bujnoch

Vedoucí diplomové práce: Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Bujnoch**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Optimalizace hydraulického systému lisu Manesmann**
Optimization of Hydraulic circuit for Press Manesmann

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte popis k problematice stávajícího stavu hydraulického zařízení
2. Proveďte návrh nové struktury hydraulického obvodu, specifikujte použité komponenty a proveďte základní výpočty
3. Zpracujte návrh filtrační a chladič jednotky, v specifikujte použité komponenty
4. Zpracujte hydraulické schéma včetně specifikace použitých komponent
5. Optimalizujte systém vyvažování přitlačných čelistí upínacího zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Sivák, V. Projektování hydraulických systémů. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-037-1
2. Pivoňka, J. a kolektiv. Tekutinové mechanismy. SNTL Praha, 1987, 256 s., 1. vydání.
3. Noskievič, J. Dynamika tekutinových mechanismů. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-297-8
4. Heinrich Lift, Manfred Hansel, Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik, 354 s., 1. vydání. ISBN 3-8023-0445-4
5. Hesse Horst, Bredenfeld Guido, Greise Klaus, Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren, Expert verlag – Renningen 2004, 174 s. 1.vydání. ISBN 3-8169-2299-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



Kozubková

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

16.5.2012



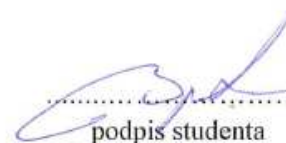
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

16.5.2012


.....
podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bujnoch, P. *Optimalizace hydraulického lisu Mannesmann Meer*, Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2012. 60 s. Diplomová práce, vedoucí: Stonawski, Erik.

Diplomová práce je zaměřena na optimalizaci hydraulického systému lisu Mannesmann Meer, který je instalován v ArcelorMittal Tubular Products Ostrava. V úvodu práce jsou shrnuty požadavky na optimalizaci hydraulických agregátů včetně energetické bilance systému. První kapitola je zaměřena na technický popis a funkci lisu, následuje popis nevyhovujícího stavu současných hydraulických pohonných jednotek pro mechanické funkce a vytváření zkušebního tlaku, včetně problematiky vyvažování osových sil. V kapitolách č. 3 a 4 je proveden návrh hydrogenerátorů a zároveň specifikace použitých komponentů. Kapitola č. 5 se zabývá bilancí tepelného toku a návrhem chladicí a filtrační jednotky. V kapitole č. 6 je řešena optimalizace tlaku pro vyvažování osových sil přítlačných čelistí lisu. V závěrečné kapitole je zhodnocen výsledek dosažené práce. Optimalizovaný systém vykazuje podstatně nižší energetické ztráty, poruchovost systému a daleko vyšší efektivitu komplexního systému.

ANNOTATION BACCALAURETE'S WORK

Bujnoch, P. *Optimization of Hydraulic circuit for Press Mannesmann Meer*, Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2012. 60 p. Diploma thesis, head: Stonawski, Erik.

This thesis is focused on optimizing hydraulic press Mannesmann Meer, the hydraulic unit is installed at ArcelorMittal Tubular Products Ostrava. The introduction summarizes the requirements for the optimization of hydraulic power units, including energy balance system. Chapter 1 focuses on the technical description and function of the press. In Chapter 2 describes the current unsatisfactory state of hydraulic power units for mechanics functions and creation of test pressure, including the current issue of balancing the Axis forces. In Chapter 3 and 4 are designed new pumps, including specification of the components. Chapter 5 covers the design heat flux and cooling and filtration units. In Chapter 6 is solved by optimizing pressure for balancing axial thrust forces the jaws of the press. In the final chapter 7 evaluates the result of the work achieved by an optimized system which has significantly lower energy losses and the failure of the system.

Obsah diplomové práce

Použité veličiny a jednotky.....	- 9 -
Úvod	- 11 -
1 Popis lisu Mannesmann Meer	- 12 -
1.1 Technický popis řešení lisu.....	- 12 -
1.2 Popis vytváření zkušebního tlaku.....	- 13 -
1.3 Popis systému vyvažování osových sil	- 14 -
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	- 16 -
2.1 Rozbor současné problematiky	- 16 -
2.2 Rozbor problematiky – vytváření zkušebního tlaku	- 16 -
2.3 Rozbor problematiky – ovládání mechanických funkcí.....	- 18 -
2.4 Rozbor problematiky – vyvažování osových sil	- 19 -
3 Návrh hydrogenerátorů	- 20 -
3.1 Návrh hydrogenerátoru multiplikátoru	- 20 -
3.1.1 Návrh řízení hydrogenerátoru.....	- 21 -
3.1.2 Popis regulace na konstantní výkon	- 21 -
3.1.3 Specifikace prvků pro regulační systém.....	- 22 -
3.1.4 Specifikace hydrogenerátoru multiplikátoru	- 24 -
3.1.5 Proplach ložisek hydrogenerátoru A 4 VSO	- 24 -
3.1.6 Návrh elektromotoru	- 25 -
3.2 Návrh hydrogenerátoru pro mechanické funkce	- 26 -
3.2.1 Výpočet pro určení objemu hydrogenerátoru.....	- 26 -
3.2.2 Návrh elektromotoru	- 27 -
3.2.3 Návrh řízení hydrogenerátoru.....	- 27 -
3.2.4 Popis regulace DFR 1	- 28 -
3.3 Podklady pro návrh elektrického řízení	- 30 -
3.3.1 Ovládání zkušebního tlaku	- 30 -
3.3.2 Ovládání hydrogenerátoru mechanických funkcí.....	- 31 -
4 Návrh filtrační a chladicí jednotky	- 32 -
4.1 Popis a využití chladiče.....	- 32 -
4.2 Závislost viskozity na tlaku a teplotě	- 32 -
4.3 Výpočet pro určení chladiče.....	- 33 -

4.3.1	Teplosměnná plocha nádrže	- 33 -
4.3.2	Výpočet ekvivalentního příkonu	- 34 -
4.3.3	Konečná teplota nádrže	- 37 -
4.3.4	Návrh chladiče	- 39 -
4.4	Filtrace.....	- 41 -
4.4.1	Software Hydac Filtertechnik.....	- 42 -
4.4.2	Návrh filtru v samostatném obvodu	- 42 -
4.4.3	Návrh odpadního filtru ve zpětném vedení	- 44 -
5	Optimalizace osových sil přítlačných čelistí.....	- 46 -
5.1	Popis nepřímo řízeného pojistného tlakového ventilu v obvodu	- 46 -
5.2	Popis funkce integrované řídicí elektroniky u typu DBE	- 47 -
5.3	Rovnice pro vyvažování osových sil.....	- 48 -
5.4	Řešení problematiky vyvažování osových sil	- 50 -
6	Závěr	- 53 -
7	Použitá literatura	- 56 -
8	Seznam příloh	- 57 -

Použité veličiny a jednotky

<u>Značka :</u>	<u>Název :</u>	<u>Rozměr :</u>
a	šířka	[m]
b	délka	[m]
c	měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	průměr	[m]
h	výška	[m]
k _n	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[s ⁻¹]
n _n	jmenovité otáčky	[s ⁻¹]
n _{max}	maximální otáčky	[s ⁻¹]
n _{min}	minimální otáčky	[s ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
p _{max}	maximální tlak	[MPa]
p _{min}	minimální tlak	[MPa]
p _n	trvalý tlak	[MPa]
Δp	tlakový spád	[MPa]
P	výkon	[W]
P _e	ekvivalentní příkon	[W]
P _{max}	maximální příkon	[W]
P _z	ztrátový výkon	[W]
q _{chl}	měrný chladicí výkon	[kW.°C ⁻¹]
Q _v	objemový průtok	[m.s ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
S _n	teplosměnná plocha	[m ²]
t	teplota	[°C]
t ₀	počáteční teplota	[°C]
Δt	rozdíl teplot	[°C]
T	oteplovací časová konstanta	[s]
V	objem	[m ³]
V _n	objem nádrže	[m ³]
x	souřadnice, poloha	[m]

y	souřadnice, poloha	[m]
z	souřadnice, poloha	[m]
ϕ	tepelný tok	[W]
ϕ_{chl}	chladící výkon	[W]
ϕ_n	tepelný tok nádrže	[W]
μ	účinnost	[1]
π	Ludolfovo číslo ($\pi=3,14159$)	[1]
τ	čas	[s]
ν	kinematická viskozita	[mm ² .s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]

Úvod

V současné době je nedílnou součástí hydraulického systému sofistikovaný elektronický řídicí systém. Tyto mechatronické systémy v podstatě optimalizují pracovní procesy a snižují energetickou náročnost. V rámci diplomové práce byla vyvinuta snaha soustředit veškerou iniciativu na zavádění nových technologií, které nám umožní optimalizaci výroby a náskok vůči tvrdé konkurenci, zejména v současné době ekonomické krize.

Kvalita materiálu válcovaných trubek je zkoušena vysokým vnitřním přetlakem vody, kde jsou za pomoci softwaru vyhodnoceny případné výrobní vady. V současné době jsou trubky zkoušeny tlakem vody od 8 - 60 MPa. Požadavkem kontroly jakosti je tlakování trubek až na hranici 100 MPa. Při zvýšení zkušebního tlaku vody však dochází k častým poruchám z důvodů zastaralého hydraulického systému.

Jedním z úkolů, který popisuje diplomová práce je snížení nákladovosti a zároveň zvýšení výkonnosti vodního lisu Mannesmann Meer. V praxi to znamená snížit poruchovost, která atakuje hranici 30% a odstranit značné úniky hydraulického oleje, které v roce 2011 přesáhly 20 000 litrů.

Základním předpokladem je provedení důkladné analýzy celého zařízení lisu Mannesmann Meer, seznámit se s jednotlivými funkcemi, jejich logickou a funkční návazností. Získané poznatky následně rozčlenit do jednotlivých problémových skupin a postupnými kroky najít optimální řešení.

Cílem této práce je rovněž optimalizace hydraulického agregátu pro ovládání vodního lisu Mannesmann Meer. Nedílnou součástí této práce je i návrh vhodné filtrace, chlazení systému a v neposlední řadě odstranění nežádoucích rozdílů tlaku vody a oleje přítlačných čelistí na počátku tlakování.

1 Popis lisu Mannesmann Meer

1.1 Technický popis řešení lisu

Lis Mannesmann Meer je zařízení určené pro zkoušení trubek tlakovou vodou. Trubky jsou přiváděny k lisu válečkovým dopravníkem na jejímž konci je nahazovací rameno, které pohání hydraulický válec. Ramenem je trubka vyhozena na nakulovač, kde se profoukává vzduchem a zbavuje se nečistot. V dalším kroku je zkušební trubka vhozena mezi svěrky lisu, které se ovládají hydraulickými válci, zajišťující její upnutí.

Následující operací je upnutí trubky mezi dvě čelisi. Po upnutí se trubka napustí emulzí a dojde k navyšování tlaku antikorozi kapaliny uvnitř trubky pomocí multiplikátoru. Kvalita materiálu válcovaných trubek je zkoušena vysokým vnitřním přetlakem emulze až pod mez kluzu materiálu trubky a za pomoci softwaru jsou vyhodnoceny případné výrobní vady.

Pokud zkouška proběhne s kladným výsledkem dle zadaných parametru, trubka je vyhozena ze svěrek a pokračuje k dalším technologickým operacím.



Obr. 1.1.1 Lis Mannesmann Meer

1.2 Popis vytváření zkušebního tlaku

Zkušební tlak je vytvářen multiplikátorem (obr. 1.2.1), který je naplněn emulzí při svém zpětném pohybu z plnicí nádrže. Nízkotlaká strana multiplikátoru je plněna olejem ze dvou zvolených dvouokruhových hydrogenerátorů Hg 2.1, Hg 2.2 nebo Hg 2.3 poháněny elektromotory.

Multiplikátor pracuje ve dvou tlakových stupních:

- Stupeň I. – pracovní tlak do 60 MPa
- Stupeň II. – pracovní tlak do 80 MPa

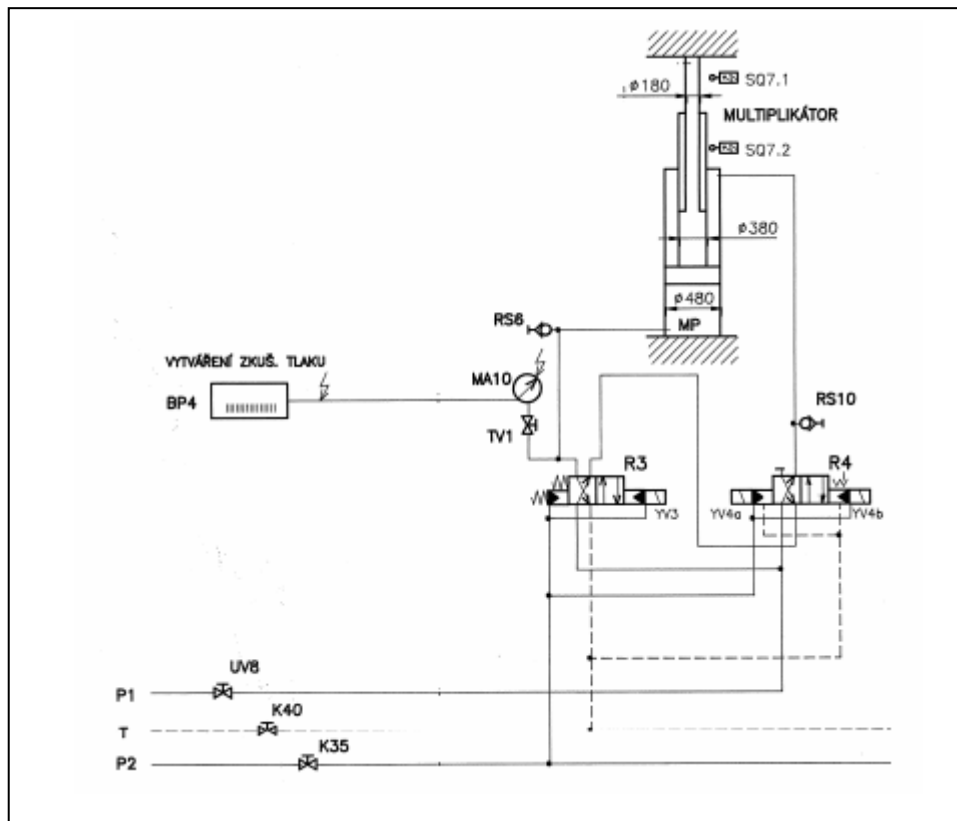


Obr. 1.2.1 Multiplikátor

Přepínačem na ovládacím pultu se předvolí ve kterém tlakovém stupni se má zkoušet. V poloze 1 – „tlakový stupeň I.“ se přivede napětí na cívkou YV 4b rozváděče R 4. V poloze 2 – „tlakový stupeň II.“ se přivede napětí na cívkou YV 4a rozváděče R 4, čímž se spustí rychloposuv diferenciálním zapojením (obr. 1.2.2). Požadovaný zkušební tlak se nastaví na proporcionálním přepouštěcím ventilu VP 8 prostřednictvím potenciometru RP 8 na ovládacím pultu.

Dosáhne-li se od hydrogenerátorů Hg 2.1, Hg 2.2 tlak 6 MPa sepne tlakové relé SP 1,

které odpojí YV 1 přepouštěcího ventilu VP 1. Tím se jedna část každého z předvolených hydrogenerátorů uvede na beztlaký oběh, aby se zabránilo přetěžování elektromotorů. Hydrogenerátory pokračují v činnosti s polovičním čerpaným množstvím až do maximálního tlaku 14 MPa.



Obr. 1.2.2 Hydraulické schéma – diferenciální zapojení multiplikátoru

Zpětný pohyb multiplikátoru probíhá s polovičním dodávaným množstvím oleje. Pracovní chod zkoušení je odvozen od manometru s dvojitým vysílačem MA 9. Ukazatel tlaku BP 1 s rozsahem měřených veličin jsou umístěny na ovládacím pultu pro možnost sledování průběhu zkušební tlaku.

1.3 Popis systému vyvažování osových sil

Vyvažováním osových sil se rozumí vyvažování tlakové osové síly upínacích hlav, která by kompenzovala účinek vysokého tlaku vody na tyto hlavy v době zkoušení trubky. Vyvažovací síla musí narůstat úměrně nárůstu tlaku vody. Přitom přítlačná síla hlav je v určitém poměru vyšší, než účinek tlakové vody. To zabezpečuje polohu trubky v těsnící hlavě a vylučuje poškození konce trubky, případně její deformaci.



Obr. 1.3.1 Pohyblivá hlava s čelistí

Vyvažování je realizováno způsobem, že do prostoru max. průměru plunžru hlavy lisu (plněného přes hydraulický zámek HZ 3) je přiveden tlakový olej z agregátu vyvažování hydrogenerátorem Hg 6. Velikost tlaku je řízena proporcionálním přepouštěcím ventilem VP 9. Řídící signál pro ventil vzniká zpracováním signálu o okamžité výši tlaku oleje při zajištění nezbytného přebytku tlaku oleje. Tento přebytek tlaku je různý, podle průměru zkoušené trubky. Jeho hodnota se nastavuje dle zkoušené trubky na ovládacím pultu lisu.

Zdrojem tlakového oleje je hydrogenerátor Hg 6 připojený přes kulový ventil na plnicí nádrž N 3 pevné hlavy lisu. Výtlak Hg 6 je veden přes zpětný ventil VJ 5 připojen na proporcionální přepouštěcí ventil VP 9. Dále je obvod tlakově jištěn přepouštěcím ventilem VP 5. Přes rozváděč R 2 je při sepnutém YV 2 přiveden olej do prostoru vyvažovacího plunžru pevné hlavy. Okamžitá hodnota tlaku oleje je snímána manometrem MA 8 s vysílačem. Signál je spolu se signálem z MA 9 o zkušebním tlaku vody upraven podle zadaných podmínek. Zpracovaný signál řídí proporcionální ventil VP 9. Hodnota tlaku oleje je měřitelná manometrem MA 2.

2 Přehled současného stavu řešení problematiky

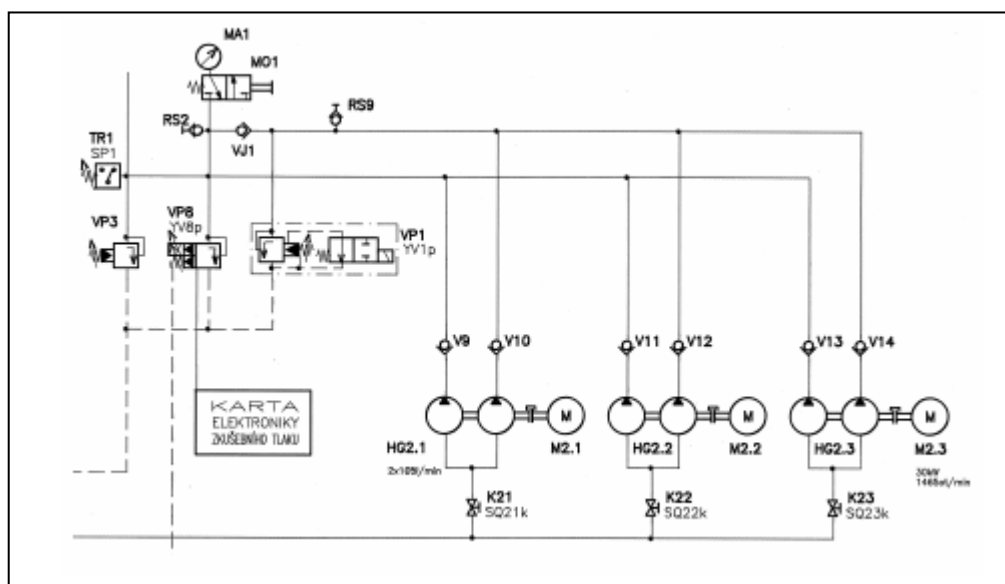
2.1 Rozbor současné problematiky

V systému je použit hydraulický olej OHHM-46. Jedná se o minerální olej, který je určen především pro hydrostatické hydraulické mechanismy, zejména vysokotlaké, vybavené hydrogenerátory s vysokými požadavky na protiotěrový účinek oleje (lamelové, axiální a radiální pístové) s nároky na termooxidační stálost. Během celé diplomové práce je počítáno s nejvyšší možnou teplotou vzduchu v tovární hale, a to 40 °C. Během posledních 10 let lis Mannesmann Meer vykazuje časté poruchy hydraulického systému. Vlastní poruchy (unavené pružiny, opotřebované rozváděče) signalizují, že celá řada prvků již pracuje nad hranicí své životnosti.

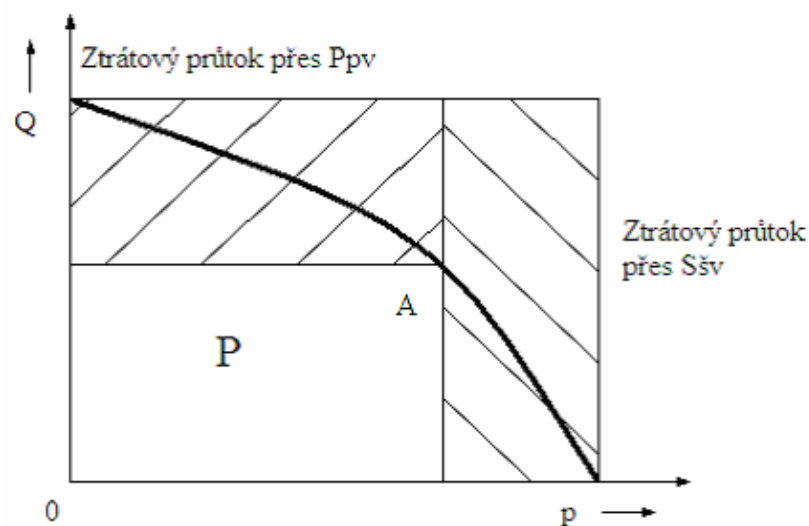
Poměrně složitý, až překombinovaný hydraulický obvod si vyžaduje pečlivé prostudování stávajícího stavu, identifikaci jednotlivých cyklů, návrh nového řešení a v konečné fázi úplnou rekonstrukci hydraulického pohonu. Jedná se hlavně o hydrogenerátory pro pohon multiplikátoru a mechanických funkcí.

2.2 Rozbor problematiky – vytváření zkušebního tlaku

V hydraulickém obvodu pro vytváření zkušebního tlaku jsou zabudovány tři dvojité zubové hydrogenerátory pro vyvození tlaku v multiplikátoru. V pracovním režimu jsou spuštěny vždy dva z těchto hydrogenerátorů společně. Nastavení zkušebního tlaku je realizováno proporcionálním přepouštěcím ventilem.



Obr. 2.2.1 Hydraulické schéma – vytváření zkušebního tlaku



Obr. 2.2.2 Účinnost zubového hydrogenerátoru řízeným proporcionálním přepouštěcím ventilem

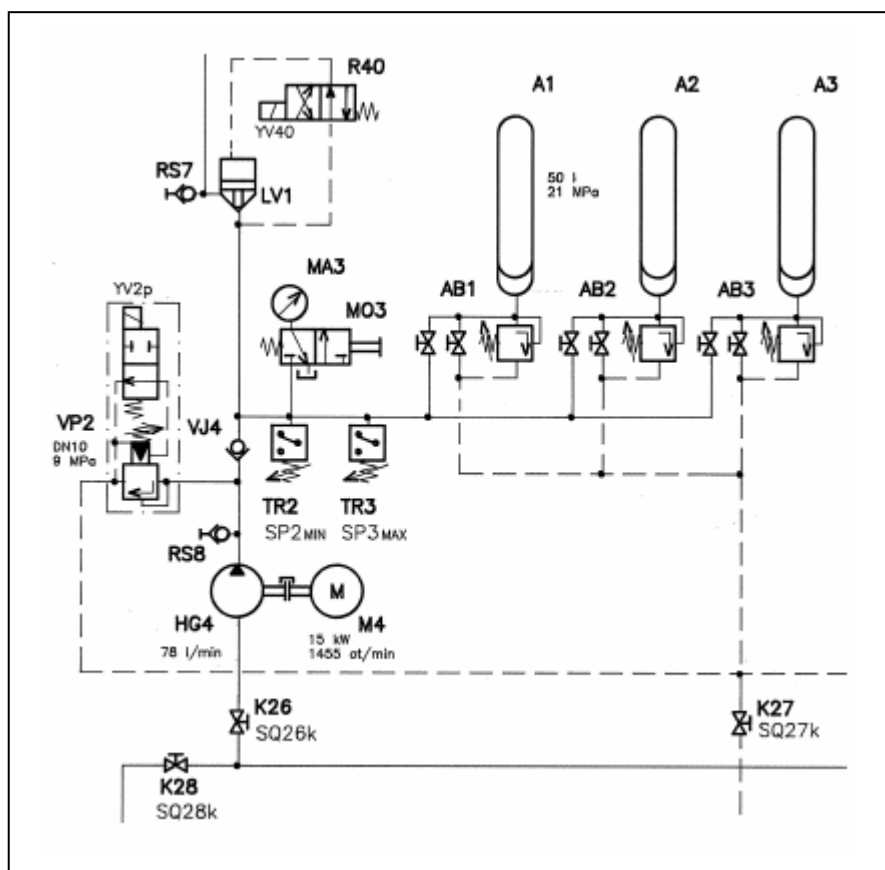
Problémem tohoto tlakového systému je příliš vysoká energetická náročnost (obr. 2.2.2), kde se tlaková energie přeměňuje na tepelnou vlivem tlakového proporcionálního ventilu a škrtkových ventilů. Tento proces přeměny energie je nevratný a jeho účinnost se pohybuje okolo $\mu = 0,38$.



Obr. 2.2.3 Stávající řešení se zubovými hydrogenerátory pro vytváření zkušebního tlaku

2.3 Rozbor problematiky – ovládání mechanických funkcí

Agregát zajišťuje tlakový olej pro mechanické funkce lisu (vyhazovač, svěrky, západky atd.). Tvoří jej hydrogenerátor HG 4, elektromotor M 4, vakové hydropneumatické akumulátory A 1 – A 3 a nezbytné ovládací prvky (rozdávěče, tlakové, škrtící ventily atd.).



Obr. 2.3.1 Hydraulické schéma – ovládání mechanických funkcí

Hydraulický obvod pracuje s tlakem 9 – 12 MPa nastavitelným na ventilu VP 2. Při zapnutí YVP 2p dodává hydrogenerátor HG 4 olej do akumulátorů. Po dosažení provozního tlaku 12 MPa sepne tlakový spínač TR 3 a vypne YVP 2p a HG 4 dodává olej odlehčeně do nádrže. Pokud pracovní tlak klesne pod 9 MPa sepne tlakový ventil TR 2, zapne se YVP 2p a olej je opět dodáván do pracovního systému.

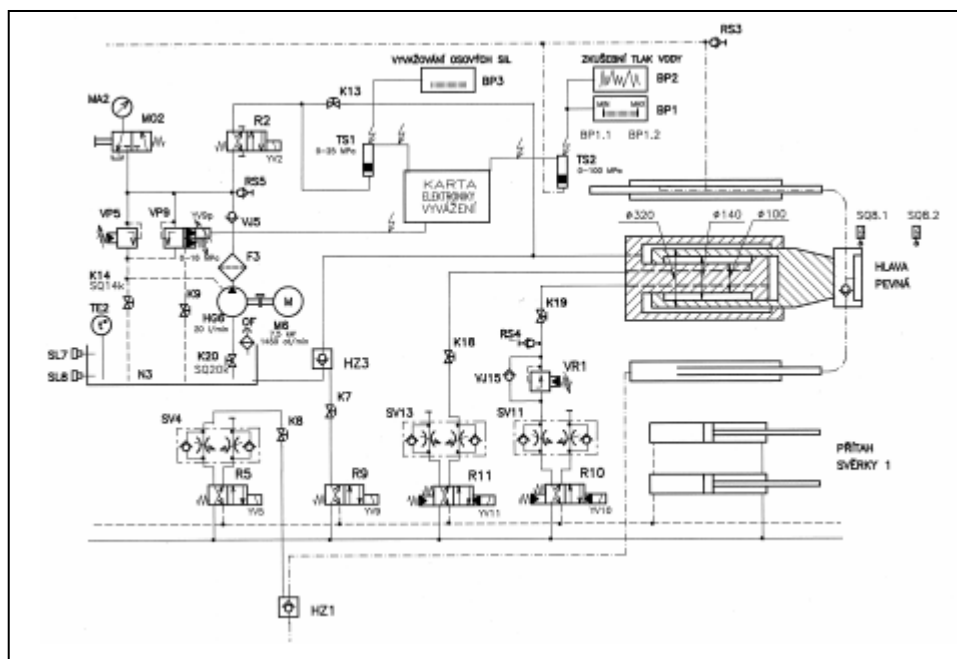
Problémem uvedeného tlakového systému je energeticky nevýhodná bilance obdobná jako již realizovaný rozbor problematiky v kapitole 2.2.



Obr. 2.3.2 Stávající řešení se zubový hydrogenerátor vytváření tlaku pro mechanické funkce

2.4 Rozbor problematiky – vyvažování osových sil

Vyvažování osových sil je zajišťováno axiálním pístovým hydrogenerátorem na konstantní tlak HG 6 a proporcionálním ventilem VP 9 řízeným na základě signálu o průběhu tlaku vody a tlaku oleje u systému v závislosti na průměru zkoušené trubky. Tento hydraulický obvod vykazuje nejčastější poruchy. V systému dochází k opakovaným poruchám z důvodů počátečních rozdílů tlaku vody a oleje.



Obr. 2.4.1 Hydraulické schéma – vyvažování osových sil

3 Návrh hydrogenerátorů

3.1 Návrh hydrogenerátoru multiplikátoru

Podle stávající technické dokumentace firmy Mannesmann Meer jsou rychlosti pro multiplikátor následující: rychlost pístu multiplikátoru při stlačování technologické kapaliny $v_1 = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, rychlost pístu při tlakování $v_2 = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\begin{aligned} D_{olej} &= 0,480 \text{ m} & D_{voda} &= 0,180 \text{ m} \\ v_1 &= 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} & v_2 &= 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Výpočet pracovní plochy pístu:

$$S_{olej} = \frac{\pi \cdot D_{olej}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,48^2}{4} = 1,81 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2 \quad (3.1.1)$$

Výpočet požadovaného objemu při stlačování:

$$Q_{VS} = v_1 \cdot S_{olej} = 398 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.1.2)$$

Výpočet požadovaného objemu při tlakování:

$$Q_{VT} = v_2 \cdot S_{olej} = 90 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.1.3)$$

Hodnoty pro určení hydrogenerátoru:

$$\begin{aligned} p_{HG} &= 13,1 \text{ MPa} \\ Q_{Multi} &= 398 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Pro tuto aplikaci byl vybrán z katalogu BoschRexroth hydrogenerátor A 4 VSO 355 s parametry tabulka č. 3.1.

Tabulka č. 3.1

Parametry jmenovité velikosti	Označení	Jednotky	A4VSO 355
Jmenovitý geometrický objem	V_g	$[\text{cm}^3]$	355
Otáčky maximální	n_{\max}	$[\text{min}^{-1}]$	1700
Maximální průtok	q_{\max}	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	533
Maximální výkon	P_{\max}	$[\text{kW}]$	219
Maximální krouticí moment	T_{\max}	$[\text{Nm}]$	1976
Moment setrvačnosti na výstupní hřídeli	J	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,19
Plnicí množství kapaliny	p_{2n}	$[\text{dm}^3]$	8
Hmotnost	m	$[\text{kg}]$	207

3.1.1 Návrh řízení hydrogenerátoru

Z mnoha různých variant je pro daný problém zvolena jako optimální výkonová regulace, která se používá zejména pro velké instalované výkony, ty nám právě umožňuje snížit za předpokladu, že z pohledu technologického procesu může při vysokém tlaku docházet ke snížení průtoku, a tím i rychlosti pohybu multiplikátoru.



Obr. 3.1.1 Výkonové hydrogenerátory A 4 VSO 355 DFE1/255s – 4B0/SE

3.1.2 Popis regulace na konstantní výkon

Úkolem této regulace je udržet konstantní výkon hydrogenerátoru

$$P = \frac{p \cdot V_g \cdot n}{\eta_p} = \frac{p \cdot \varphi \cdot V_g \cdot n}{\eta_p}. \quad (3.1.4)$$

Tlaková účinnost se obvykle zanedbává a pro konstantní hodnotu pak platí

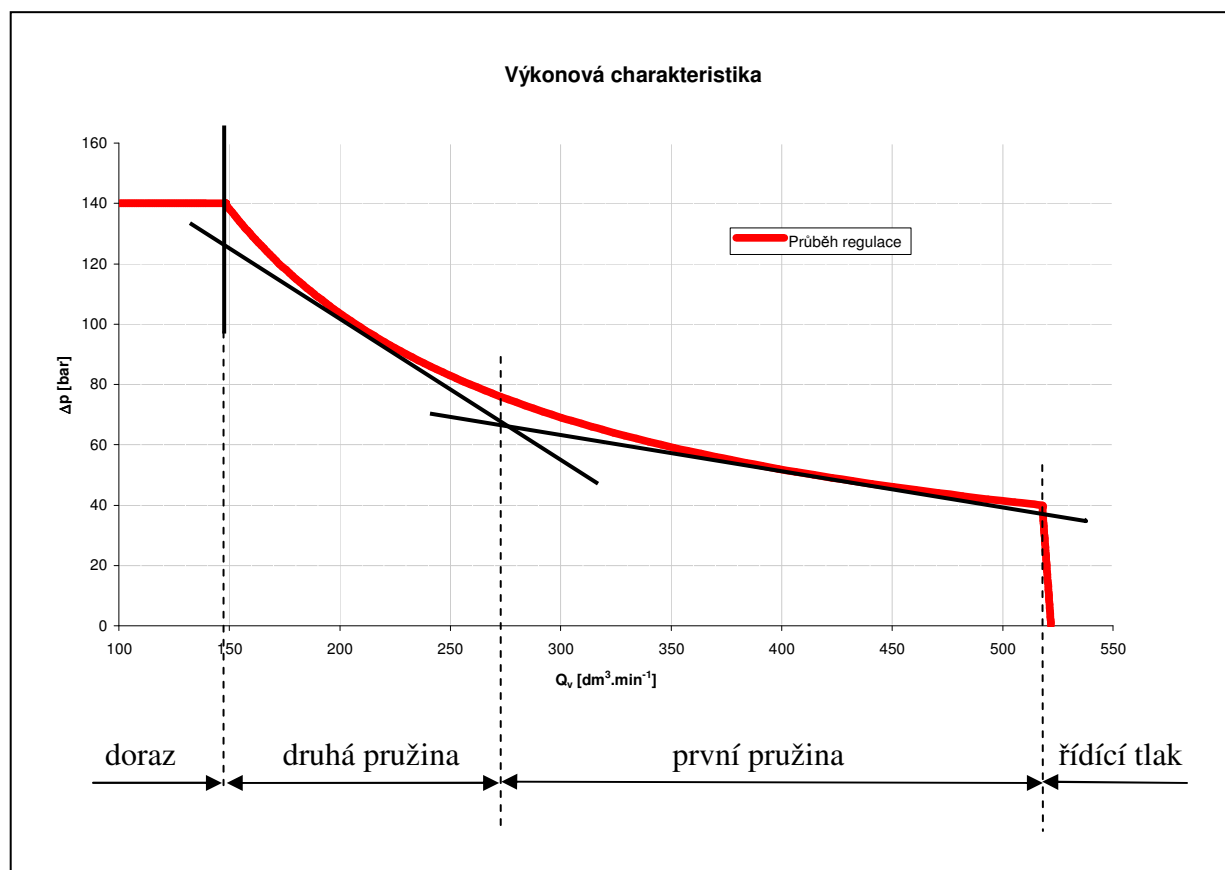
$$p \cdot \varphi \cdot n = \frac{P}{V_g} = K. \quad (3.1.5)$$

Regulátor tedy musí řídit geometrický objem tak, aby regulační parametr odpovídal rovnici

$$p \cdot \varphi \cdot n = \frac{P}{V_g} = K. \quad (3.1.6)$$

tzn. aby byl nepřímo úměrný součinu tlaku a otáček. [7]

Často se používá regulace, která předpokládá konstantní otáčky hydrogenerátoru. Regulační parametr je pak závislý pouze na tlaku, tj. $\varphi = K / p$. V souřadnicích $p - \varphi$ při konstantních otáčkách odpovídá regulačnímu parametru v určitém měřítku i průtok a je dán vztahem vyjádřen hyperbolou (obr. 3.1.2).



Obr. 3.1.2 Výkonová křivka A 4 VSO 355 DFE1/255s – 4B0/SE

Hyperbolický průběh se v praxi nahrazuje lomeným, složeným ze dvou nebo tří přímk. Tohoto průběhu se dosáhne svazkem pružin (obr. 3.1.2). Počátek regulace je dán předpětím první pružiny a její tuhost určuje sklon tečny k hyperbole, od polohy druhé tečny působí síla druhé pružiny a sklon přímky je dán součtem tuhosti obou pružin. V poslední části zůstává průtok konstantní a jeho velikost je určena koncovým dorazem. [7]

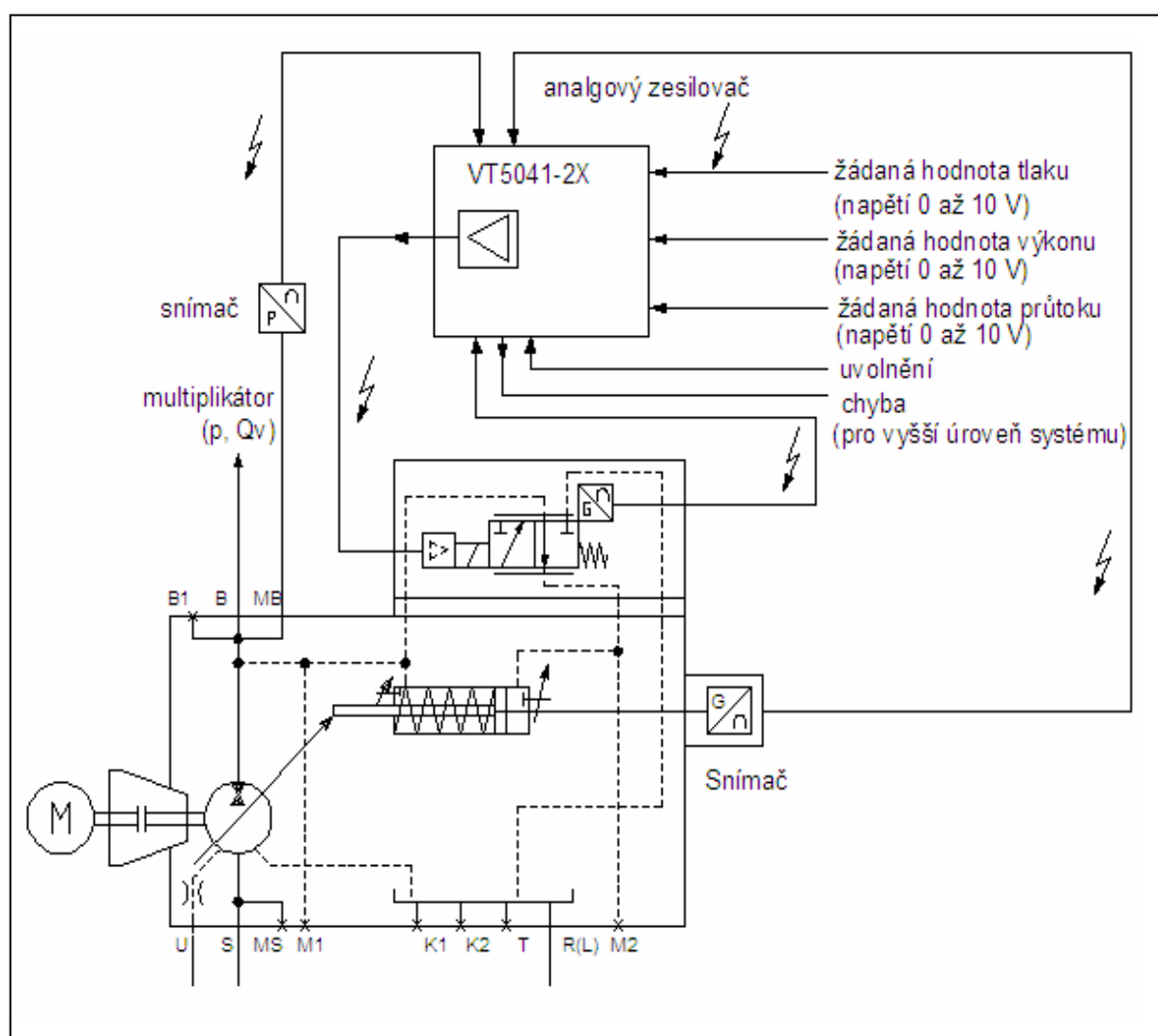
3.1.3 Specifikace prvků pro regulační systém

Pro řízení hydraulické regulace je použitý proporcionální rozváděč. Plynulá regulace geometrického objemu se provádí prostřednictvím proporcionálního rozváděče a elektrické zpětné vazby pro úhel vychýlení šikmé desky.

Regulační smyčka zpracovává i signál z tlakového čidla, takže lze tuto regulaci kompletně využít jako elektrickou regulaci na konstantní tlak a výkon.

Princip regulace je realizované do prodávaného stavu a má označení DFE 1 (obr. 3.1.3). Regulační systém DFE 1 se skládá z následujících komponentů:

- axiální pístový hydrogenerátor A4VSO,
- zabudovaný proporcionální rozváděč VT – DFP – 2X, jako řídicí ventil,
- indukční snímač polohy pro snímání úhlu vychýlení šikmé desky,
- indukční snímač zdvihu šoupátka ventilu,
- snímač tlaku HM 12 – 200 bar,
- analogový zesilovač VT 5041 – 2X



Obr. 3.1.3 Schéma zapojení regulátoru DFE 1, napájení interní

3.1.4 Specifikace hydrogenerátoru multiplikátoru

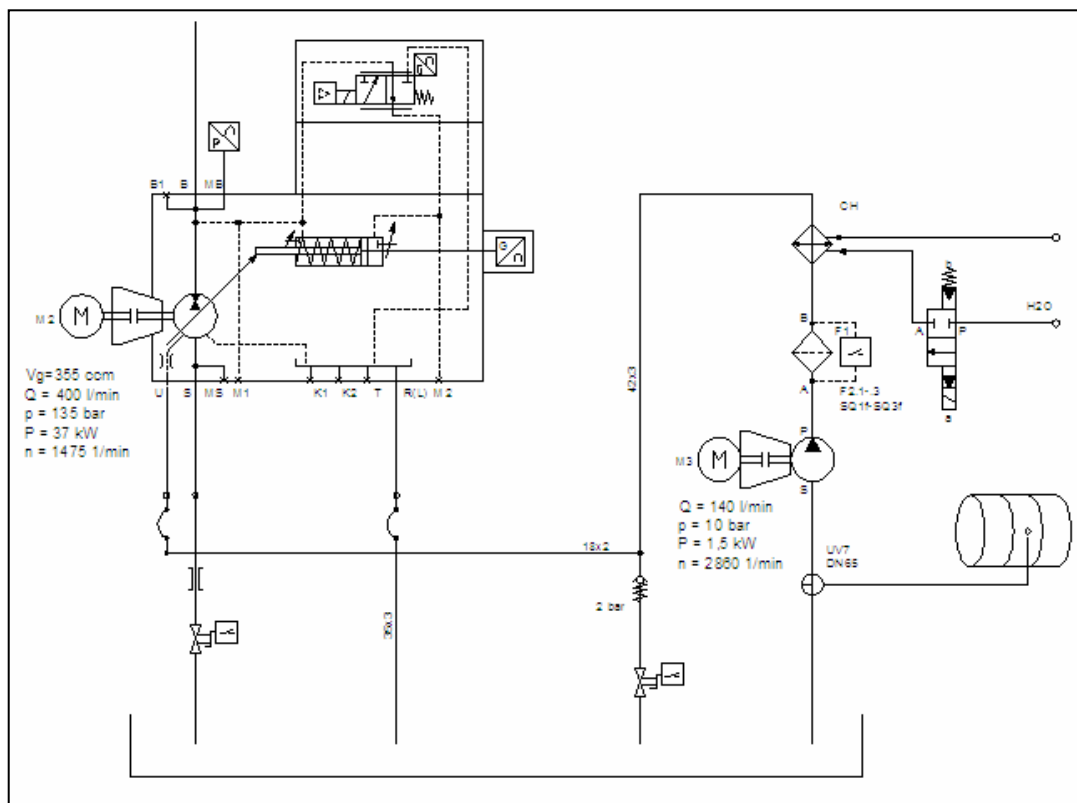
Existují tři možnosti zajištění dodávky pracovní kapaliny do hydraulického regulačního systému hydrogenerátoru:

1. Interně, bez předepínacího ventilu. Tento systém lze použít je při vyšším tlaku než 20 bar.
2. Interně s předepínacím ventilem. Tento systém lze použít při tlaku 0 – 100 %.
3. Externí napájení přes výběrový ventil – automatické přepínání na interní/ externí pomocí výběrového ventilu ve formě desky.

Jako pohonnou jednotku pro ovládání multiplikátoru byl navržen hydrogenerátor A 4 VSO 355 DFE1/255s – 4B0/SE s elektronickou výkonovou regulací – interní bez předepínacího ventilu.

3.1.5 Proplach ložisek hydrogenerátoru A 4 VSO

Teplota průsaků, ovlivněná tlakem a otáčkami je obvykle vždy vyšší než teplota kapaliny v hydraulickém systému, ale v žádném místě daného hydraulického obvodu nesmí teplota pracovní kapaliny překročit 90 °C.



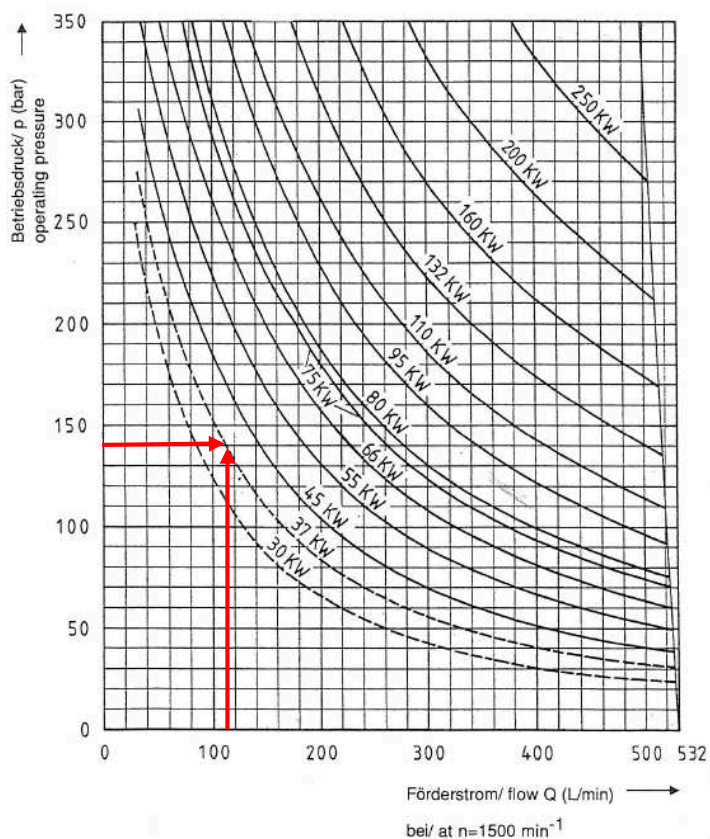
Obr. 3.1.4 Proplach ložisek hydrogenerátoru

Při použití externího proplachu ložisek hydrogenerátoru, přes přívod „U“, je nutno dotáhnout šroub, který slouží jako škrticí prvek právě na přívodu „U“, až na doraz.

Vzhledem k tomu, že v hydraulickém obvodu je použita externí filtrace, naskytla se možnost zapojit do odpadního potrubí jednosměrný ventil s předepětím pružiny 2 bar. Před tímto ventilem je vyvedené potrubí ukončené do přívodu „U“, které zabezpečuje proplach ložisek hydrogenerátoru (obr. 3.1.4). Toto řešení zajišťuje delší životnost ložisek, včetně komponentů použitých v hydrogenerátoru.

3.1.6 Návrh elektromotoru

Z předchozí kapitoly byly použity parametry minimálního průtoku $Q_M = 90 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálního tlaku $p = 140 \text{ bar}$ a dosadím do tabulky. S dostatečnou rezervou byl podle křivky navržen elektromotor o příkonu $P = 37 \text{ kW}$ (obr. 3.1.5).



Obr. 3.1.5 Výkonové křivky pro určení elektromotoru hydrogenerátoru A 4 VSO

Z katalogu Siemens byl navržen asynchronní elektromotor motor Siemens 3 MOT 1LG 6 220 – 4MA56 – 2, s těmito parametry $P = 37 \text{ kW}$ – 50 Hz , $n = 1470 \text{ min}^{-1}$.

3.2 Návrh hydrogenerátoru pro mechanické funkce

Podle technické dokumentace firmy Mannesmann Meer je nutné dodržet minimální tlak $p = 80 \text{ bar}$ a minimální průtok $Q_M = 78 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Vzhledem k tomu, že se v budoucnu uvažuje o záměně pneumatických lineárních hydromotorů vyhazovače a vylévače za hydraulický systém, bylo nutné počítat s touto objemovou rezervou hydrogenerátoru.

3.2.1 Výpočet pro určení objemu hydrogenerátoru

Při výpočtu geometrického objemu hydrogenerátoru bylo počítáno s minimálním průtokem ke kterému byly přidány ještě dva lineární hydromotory pro vyhazovač a vylévač. Z výkresové dokumentace je nutné dodržet zadané síly pro vyhazovač $F_1 = 28\,000 \text{ N}$ a síly pro vylévač $F_1 = 10\,000 \text{ N}$.

Parametry pro určení lineárních hydromotorů:

$$F_1 = 28\,000 \text{ N}$$

$$F_2 = 10\,000 \text{ N}$$

$$v_1 = 0,30 \text{ m.s}^{-1}$$

$$v_2 = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$$

Výpočet pracovní plochy pístu vyhazovače:

$$S_1 = \frac{F_1}{\Delta p \cdot \eta_{MP}} = \frac{28\,000}{8 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 3,684 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.2.1)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,684 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 6,84 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad (3.2.2)$$

Pro tuto aplikaci byl zvolen lineární hydraulický hydromotor o průměru pístu $D_1 = 80 \text{ mm}$.

Výpočet potřebného množství kapaliny

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1 = 8 \cdot 10^{-2} \cdot 0,15 = 12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 12 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.2.3)$$

Výpočet pracovní plochy pístu vyhazovače:

$$S_2 = \frac{F_1}{\Delta p \cdot \eta_{MP}} = \frac{10\,000}{8 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 1,31 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.2.4)$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,31 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 40 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad (3.2.5)$$

Pro tuto aplikaci byl zvolen lineární hydromotor o průměru pístu $D_1=40\text{ mm}$.

Výpočet potřebného množství kapaliny

$$Q_2 = S_2 \cdot v_2 = 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,30 = 12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 9 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.2.6)$$

Konečný potřebný průtok

$$Q_G = Q_{G1} + Q_1 + Q_2 = 99 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.2.7)$$

Parametrům odpovídá hydrogenerátor z katalogu BoschRexroth A 10 VSO 71 s parametry tabulka č. 3.2.

Tabulka č. 3.2

Parametry jmenovité velikosti	Označení	Jednotky	A10VSO 71
Jmenovitý geometrický objem	V_g	$[\text{cm}^3]$	71
Otáčky maximální	n_{\max}	$[\text{min}^{-1}]$	2200
Maximální průtok	q_{\max}	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	107
Maximální výkon	P_{\max}	$[\text{kW}]$	73
Maximální krouticí moment	T_{\max}	$[\text{Nm}]$	316
Moment setrvačnosti na výstupní hřídeli	J	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,0083
Plnicí množství kapaliny	p_{2n}	$[\text{dm}^3]$	1,6
Hmotnost	m	$[\text{kg}]$	33

3.2.2 Návrh elektromotoru

Pro daný hydrogenerátor byl zvolen elektromotor s otáčkami $n = 1460 \text{ min}^{-1}$.

$$Q_v = V_g \cdot n \cdot \eta_G = 7,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1460 \cdot 0,96 = 9,95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2.8)$$

$$Q_v = 99,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Volba asynchronního motoru:

$$P = \Delta p \cdot Q_v = 12 \cdot 10^6 \cdot 9,95 \cdot 10^{-4} = 11900 \text{ W} = 11,9 \text{ kW} \quad (3.2.9)$$

Z katalogu Siemens byl navržen asynchronní elektromotor Siemens 3 MOT 1LG 6 1LA9166 – 4KA56 – Z, s těmito parametry $P = 15 \text{ kW} - 50 \text{ Hz}$, $n = 1460 \text{ min}^{-1}$.

3.2.3 Návrh řízení hydrogenerátoru

V hydraulickém systému mechanických funkcí jsou zabudovány 3 ks 50-ti litrových vakových akumulátorů AB1 – AB 3. Toto konstrukční řešení umožnilo návrh

hydrogenerátoru s odlehčovacím blokem (obr. 3.2.1), který zaručí další energetické úspory.



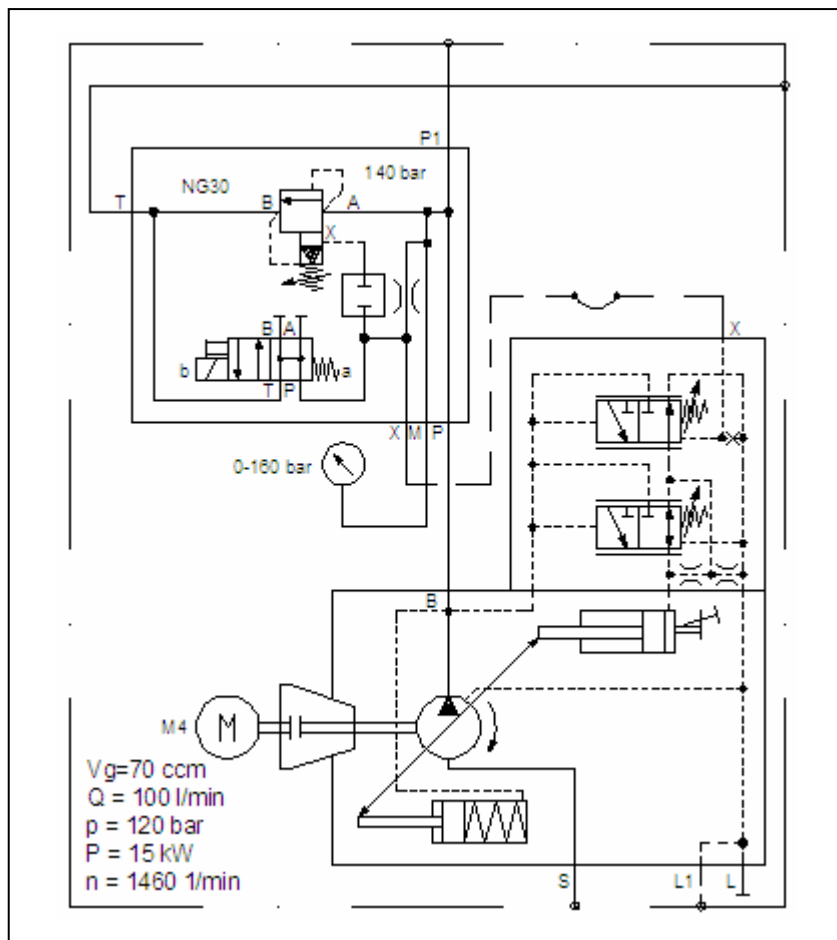
Obr. 3.2.1 Odlehčovací blok DBAW. B

Součástí odlehčovacího bloku je i pojistný ventil, který chrání celý hydraulický okruh pro mechanické funkce před nežádoucím navýšením tlaku.

Pracovní chod hydrogenerátoru je odvozen od tlakového spínače MA 8, s max. a min. tlakem 80 – 120 bar. Při poklesu tlaku pod 80 bar se přivede napětí na cívku hydraulického rozváděče YV 2P. Po naplnění akumulátoru a dosažení maximálního tlaku 120 bar se pomocí tlakového spínače MA 8 vypne napětí na cívce YV 2P a hydrogenerátor pokračuje ve funkci odlehčení.

3.2.4 Popis regulace DFR 1

Na hydrogenerátoru lze k regulaci tlaku nastavit dodatečně i regulaci průtoku a to pomocí odlehčovacího bloku. Pružina horního řídicího rozváděče je seřízena s předpětím na hodnotu 20 bar. Po dosažení tohoto tlaku dojde k přesunutí šoupátka rozváděče a tlak je přiveden k řídicímu pístku hydrogenerátoru. Šikmá deska je vykloněna téměř do polohy 0 a hydrogenerátor dodává tedy minimum průtoku. Přivede-li se napětí na cívku hydraulického rozváděče v odlehčovacím bloku dojde k odlehčení řídicí větve x a tlak je řízen spodním rozváděčem, kde je pružina rozváděče seřízena s předpětím o hodnotě 120 bar.



Obr. 3.2.2 Schéma regulace DFR1 s odlehčením

Pro pohonnou jednotku ovládání mechanických funkcí odpovídají parametry hydrogenerátoru z katalogu BoschRexroth A 10 VSO 71 DFR1/160L – 4B1/SEA (obr. 3.2.3).



Obr. 3.2.3 Hydrogenerátor A 10 VSO 71 DFR1/160L – 4B1/SEA

3.3 Podklady pro návrh elektrického řízení

3.3.1 Ovládání zkušební tlaku

Zkušební tlak je vytvářen multiplikátorem MP, který je naplněn vodou při svém zpětném pohybu z plnicí nádrže N 1.

Nízkotlaká strana multiplikátoru je plněna olejem jednoho ze dvou axiálních pístových hydrogenerátorů s elektronickou regulací tlaku, průtoku a výkonu HG 2.1 (HG 2.2) poháněného elektromotorem M 2.1 (M 2.2). V klidové poloze pracuje hydrogenerátor s minimálním průtokem a tlakem (nulové žádané hodnoty průtoku a tlaku).

Multiplikátor může pracovat ve dvou tlakových stupních :

Stupeň I. – do 60 MPa

Stupeň II. – do 80MPa

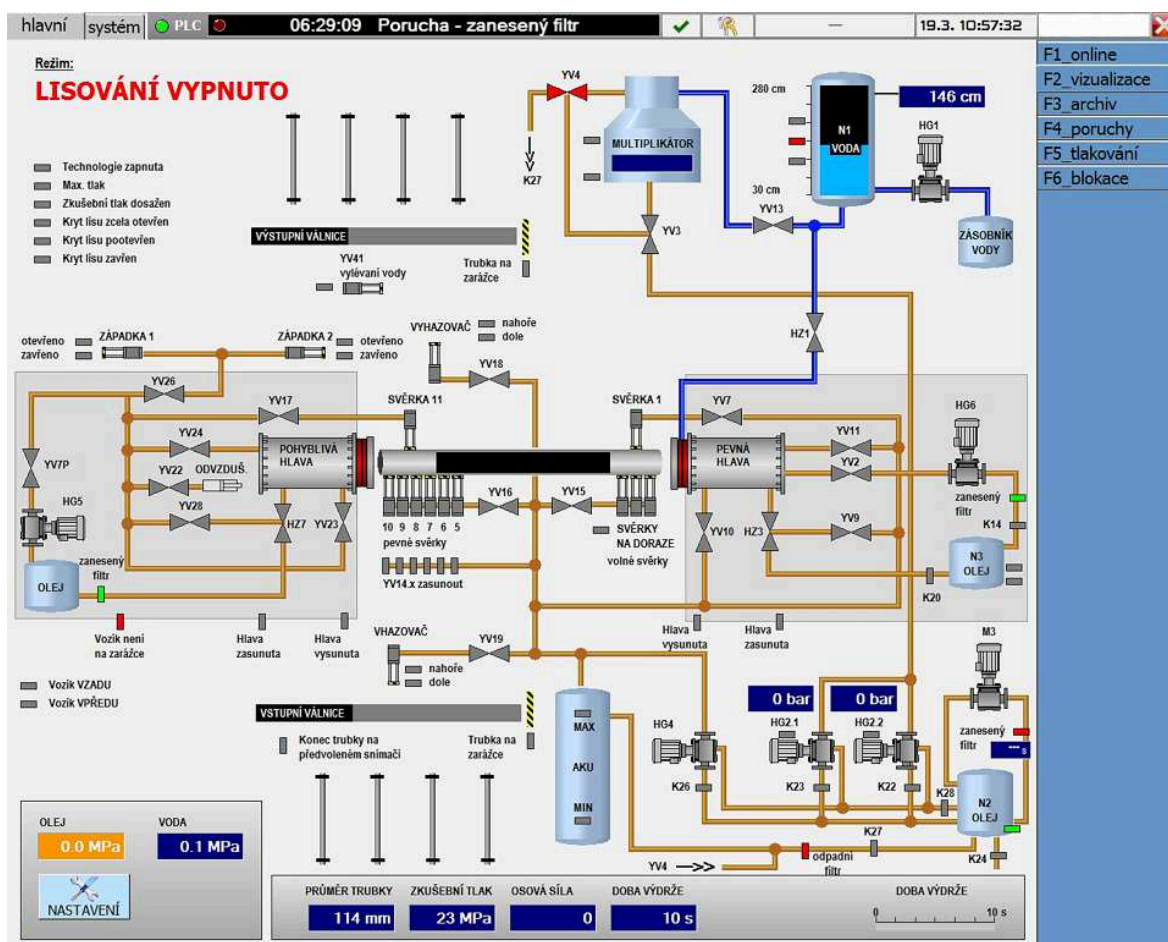
Ve kterém tlakovém stupni se má zkoušet se předvolí přepínačem SA 0. V poloze 1 – „tlak. stupeň I.“ se přivede napětí na cívku YV 4a rozváděče R 4. V poloze 2 – „tlak. stupeň II.“ se přivede napětí na cívku YV 4b rozváděče R 4. Rozváděč má mechanickou aretaci polohy.

Polohy SA 0 mají připojeny signálky, které po předvolbě svítí. Požadovaný zkušební tlak a průtok se nastaví na proporcionálním ventilu hydrogenerátoru VP 8.1 (YV 8.1p) nebo YV 8.2 (YV 8.2p) nastavením žádané hodnoty na ovládacím pultu DT 2.

Hydrogenerátor pokračuje v činnosti až do max. tlaku 14 MPa, přičemž s rostoucím tlakem klesá průtok podle křivky výkonu (obr. 3.1.2, str. 22).

Zpětný pohyb multiplikátoru probíhá s požadovaným (cca polovičním) průtokem čerpadla (žádána hodnota průtoku a tlaku). Pracovní chod zkoušení je odvozen od manometru s dvojitým vysílačem MA 9. Ukazatel tlaku BP 1 s max. a min. kontaktem jsou umístěny na ovládacím pultu pro možnost sledování průběhu zkušební tlaku.

Motory M 2.1 (M 2.2) se v závislosti na předvoleném čerpadle zapínají a vypínají tlačítka SB 2e (SB 2a) na ovládacím pultu lisu DT 1. Signálka HL 2 ukazuje zapnutý elektromotor. Předvolba čerpadla a jejich zkoušení se provádí z pultu DT 2. Chod předvoleného motoru je blokován spuštěním externí filtrace M 6 a od koncových i hladinových spínačů.



Obr. 3.3.1 Hydraulické schéma vizualizace – podklad pro elektro

3.3.2 Ovládání hydrogenerátoru mechanických funkcí

Ovládání mechanických funkcí tj. hydraulické válce vyhadzovače, nahazovače, svěrky atd. je zajištěno axiálním pístovým hydrogenerátorem s regulací tlaku HG 4 poháněného elektromotorem M 4. V klidové poloze pracuje čerpadlo s minimálním průtokem a tlakem.

Pracovní chod hydrogenerátoru je odvozen od tlakového spínače MA 8, s max. a min. tlakem 80 – 120 bar. Při poklesu tlaku pod 80 bar se přivede napětí na cívku hydraulického rozváděče YV 2P. Po naplnění akumulátoru a dosažení maximálního tlaku 120 bar, pomocí tlakového spínače MA 8 se vypne signál na cívce YV 2P a hydrogenerátor pokračuje ve funkci odlehčení.

Motor M 4 se zapíná a vypíná tlačítky SB 4e na ovládacím pultu lisu DT 1. Signálka HL 4 ukazuje zapnutý elektromotor. Chod předvoleného motoru je blokován spuštěním externí filtrace M 6 a od koncových i hladinových spínačů.

4 Návrh filtrační a chladicí jednotky

4.1 Popis a využití chladiče

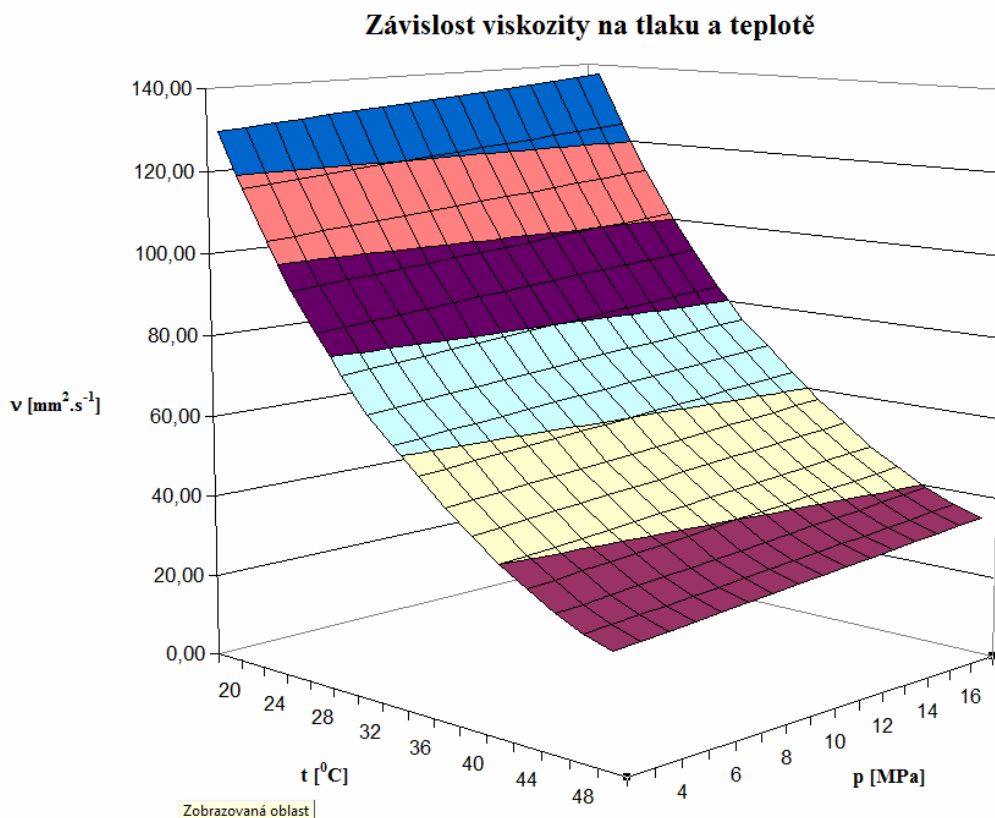
V ustáleném režimu práce hydraulických okruhů je tepelná hodnota závislá na rovnováze ztrátového výkonu a teplosměnné plochy nádrže. Pokud se olej v nádrži ochlazuje, teplosměnná plocha je příliš velká, v opačném případě zahřívání oleje je teplosměnná plocha příliš malá. V praxi existuje jen málo zařízení, u kterých lze tuhle rovnováhu zajistit.

Jako chladicí medium se nejčastěji používá voda nebo vzduch. Pokud potřebujeme odvést velké množství tepla, které nám vzniká mařením tlakové energie kapaliny proti místním odporům, je nejvhodnější řešení zvolit chladicí medium vodu.

Z následujícího řešení vychází, že teplosměnná plocha nádrže není dostačující pro odvod tepelného toku, který vzniká přeměnou tlakové energie kapaliny přes pojistné proporcionální ventily, proto bude zapotřebí použít chladič jako další řešení pro optimalizaci teploty. Pro tento případ je zvolen vodní chladič.

4.2 Závislost viskozity na tlaku a teplotě

Změna viskozity má podstatný vliv na správnou funkci hydraulického mechanismu, protože viskozita kapalin je silně závislá na teplotě. Pokud v hydraulickém systému dochází k zahřívání pracovní kapaliny, viskozita klesá a dochází k tlakovým a průtokovým ztrátám. V neposlední řadě klesá únosnost mazacího filmu a hrozí např. zadření hydrogenerátoru. U pracovních kapalin viskozita s tlakem roste, ale pokud obvod nepracuje v oblastech vyšších tlaků nad 100 MPa, o této závislosti neuvažujeme. [1] Na obr. 4.2.1 lze vyčíst průběh viskozity v žádaném teplotním rozmezí.



Obr. 4.2.1 Graf závislosti na tlaku a teplotě

4.3 Výpočet pro určení chladiče

Pro návrh vhodného typu chladiče, je potřeba znát ztrátový výkon hydraulického zařízení P_Z , chladicí výkon chladiče ϕ_{CHL} , tepelný tok nádrže ϕ_N , teplosměnnou plochu nádrže S_N , součinitel prostupu tepla nádrže k_N a rozdíl teploty Δt . Teplota vzduchu musí být nejvyšší možná teplota, což v našem případě je t_{Vzduch} 40°C , a teplota oleje nesmí překročit t_{OLEJ} 50°C .

4.3.1 Teplosměnná plocha nádrže

Protože při zvolené velikosti nádrže je její tvar určován konstrukčními možnostmi jejího umístění, omezuje se tepelný výpočet nádrže na zjištění množství tepla, které je schopna odvést svou teplosměnnou plochou do okolí, tj. zjištění podílu chladicího výkonu nádrže na celkovou bilanci hydraulické soustavy.

Nádrž je umístěna na podstavci ve výšce 500 mm (obr. 4.3.1). Teplosměnná plocha

nádrže zaručuje i ochlazování dna, proto se musí započítat do celkové teplosměnné plochy nádrže.



Obr. 4.3.1 Nádrž pro hydraulický systém Mannesmann Meer

Rozměry nádrže:

- šířka $a = 1500 \text{ mm}$,
- délka $b = 800 \text{ mm}$,
- hloubka $h = 900 \text{ mm}$.

Teplosměnná plocha nádrže:

$$S_N = 1,8 \cdot (a + b) \cdot h + 1,5(a \cdot b) = 5,269 \text{ m}^2 \quad (4.3.1)$$

4.3.2 Výpočet ekvivalentního příkonu

Skutečný objemový průtok hydrogenerátoru mechanických funkcí:

$$Q_{v1} = V_{g1} \cdot n_1 \cdot \eta_G = 70 \cdot 10^{-6} \cdot 1460 \cdot 0,93 = 9,63 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.3.2)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o hydrogenerátor s výkonovou křivkou, kde se mění hodnoty tlaku od $16 - 140 \text{ bar}$ a hodnoty průtoku se mění od $110 - 400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, byl zvolen průměrný tlak 80 bar a průměrný průtok $250 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Tabulka 4.3.1. Časový diagram stavů agregátů a ventilů v průběhu jednoho cyklu

Název	Nahazovač	Svěrky upnuto	Plunžr k trubce	Tlakování trubky	Svěrky uvolnit	Vyhazovač
1						
2						
3						
4						
Čas [s]	5	10	10	20	10	5

Interval 1 – Hg mechanických funkcí

Interval 2 – Hg mechanických funkcí odlehčení (AKU)

Interval 3 – Hg vytváření zkušebního tlaku

Interval 4 – Hg vytváření zkušebního tlaku odlehčení

Tlak v časovém intervalu 1 p_{11} 10 MPa

Tlak v časovém intervalu 2 p_{12} 2,5 MPa

Tlak v časovém intervalu 3 p_{13} 8 MPa

Tlak v časovém intervalu 4 p_{14} 1,8 MPa

Časový interval 1 τ_1 30 s

Časový interval 2 τ_1 30 s

Časový interval 3 τ_1 30 s

Časový interval 4 τ_1 30 s

Tlak v odpadní větvi p_2 1,4 MPa

Výpočet pracovních intervalů:

$$P_1 = (p_{11} - p_2) \cdot Q_v = (10 \cdot 10^6 - 1,4 \cdot 10^6) \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} = 13846 \text{ W} \quad (4.3.3)$$

$$P_2 = (p_{12} - p_2) \cdot Q_v = (2,5 \cdot 10^6 - 1,4 \cdot 10^6) \cdot 1,61 \cdot 10^{-3} = 1771 \text{ W} \quad (4.3.4)$$

$$P_3 = (p_{13} - p_2) \cdot Q_v = (8 \cdot 10^6 - 1,4 \cdot 10^6) \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} = 27720 \text{ W} \quad (4.3.5)$$

$$P_4 = (p_{14} - p_2) \cdot Q_v = (1,8 \cdot 10^6 - 1,4 \cdot 10^6) \cdot 6,66 \cdot 10^{-3} = 2664 \text{ W} \quad (4.3.6)$$

Hydraulický pohon bude pracovat se čtyřmi intervaly práce

$$P_1 = 13846 \text{ W}, P_2 = 1771 \text{ W}, P_3 = 27720 \text{ W}, P_4 = 2664 \text{ W} \quad (4.3.7)$$

Výpočet ekvivalentního výkonu bez odlehčení:

$$P_{ekviBO} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 \cdot \tau_i}{\sum_{i=1}^n \tau_i}} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot \tau_1 + P_3^2 \cdot \tau_3}{\tau_1 + \tau_3}} = \sqrt{\frac{13846^2 \cdot 30 + 27720^2 \cdot 30}{30 + 30}} \quad (4.3.8)$$

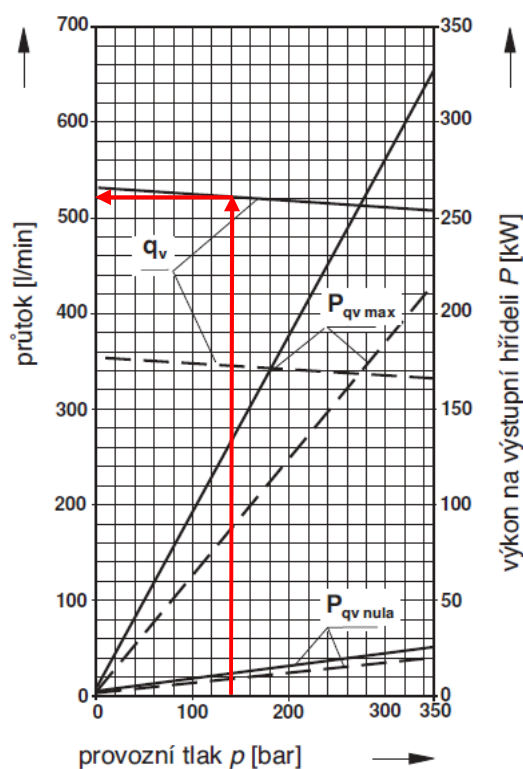
$$P_{ekviBO} = 21910 \text{ W} = 21,910 \text{ kW}$$

Výpočet ekvivalentního výkonu při odlehčení:

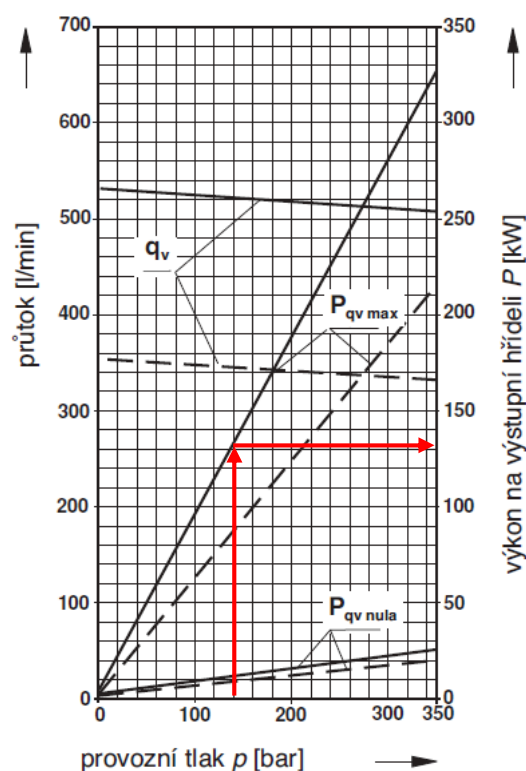
$$P_{ekviV} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 \cdot \tau_i}{\sum_{i=1}^n \tau_i}} = \sqrt{\frac{P_2^2 \cdot \tau_2 + P_4^2 \cdot \tau_4}{\tau_2 + \tau_4}} = \sqrt{\frac{1771^2 \cdot 30 + 2664^2 \cdot 30}{30 + 30}} \quad (4.3.9)$$

$$P_{ekviV} = 2262 \text{ W} = 2,3 \text{ kW}$$

Jmenovitá velikost 355



Jmenovitá velikost 355



Obr. 4.3.2 Graf pro určení účinnosti hydrogenerátoru A 4 VSO 355 DFE1

$$\eta_{CG} = \frac{q_v \cdot p}{P_{qv \max} \cdot 600} = \frac{520 \cdot 140}{130 \cdot 600} = 0,933 \quad (4.3.10)$$

Výpočet ztrátového výkonu bez odlehčení:

$$\eta_C = \eta_{CG} \cdot \eta_{Ch} = 0,93 \cdot 0,90 = 0,837 \quad (4.3.11)$$

$$P_{zchBO} = \Phi = P_{ekviBO} \cdot (1 - \eta_c) = 21910 \cdot (1 - 0,837) = 3571 \text{ W} = 3,6 \text{ kW}$$

Výpočet ztrátového výkonu celkově:

$$P_{zch} = P_{ekviBO} + P_{ekviO} = 3,6 + 2,3 = 5,9 \text{ kW} \quad (4.3.12)$$

Výpočet tepelného toku nádrže (vyzáření tepla), při známém součiniteli prostupu tepla $k_N = 15$ a teplosměnné ploše nádrže $S_N = 5,526 \text{ m}^2$.

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot \Delta t = 15 \cdot 5,526 \cdot (62 - 40) = 1823 \text{ W} \quad (4.3.13)$$

4.3.3 Konečná teplota nádrže

Pro výpočet konečné teploty soustavy lze použít vztah

$$t_{konc} = t_0 + \frac{\phi_N}{k_N \cdot S_N} = 40 + \frac{1823}{15 \cdot 5,526} = 62 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.3.14)$$

Proto, aby bylo možné vypočítat ostatní body oteplovací křivky, je nutno znát oteplovací časovou konstantu T . Pro výpočet oteplovací časové konstanty je nutno znát hmotnost oleje v nádrži m_1 , hmotnost nádrže, hydrogenerátoru a prvků $m_2 = 2360 \text{ kg}$, měrnou tepelnou kapacitu hydraulického oleje $c_1 = 1,85 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ a měrnou tepelnou kapacitu oceli $c_2 = 0,45 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$. [3]

Objem oleje v nádrži

$$V_N = (a \cdot b \cdot c \cdot \frac{4}{5}) \cdot 1000 = 864 \text{ dm}^3 \quad (4.3.15)$$

Výpočet hmotnosti oleje v nádrži, kde hustota hydraulického oleje OHHM 46 je

$$\begin{aligned} \rho &= 0,89 \cdot 10^3 \text{ kg.m}^{-3} \\ m_1 &= V_N \cdot \rho = 768,96 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.3.16)$$

Po dosazení

$$T = \frac{c_1 \cdot m_1 + c_2 \cdot m_2}{k_N \cdot S_N} = 31689 \text{ s} = 8,28 \text{ h} \quad (4.3.17)$$

Pro výpočet dalších bodů do grafu (obr. 4.3.3), bude zvolen časový interval 180 s (3 min).

Základem pro tepelný výpočet je rovnice tepelné rovnováhy.

$$\phi \cdot d\tau = \sum_{i=1}^n m_i \cdot c_i \cdot dt + \sum_{i=1}^n k_i \cdot S_i \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (4.3.18)$$

odtud

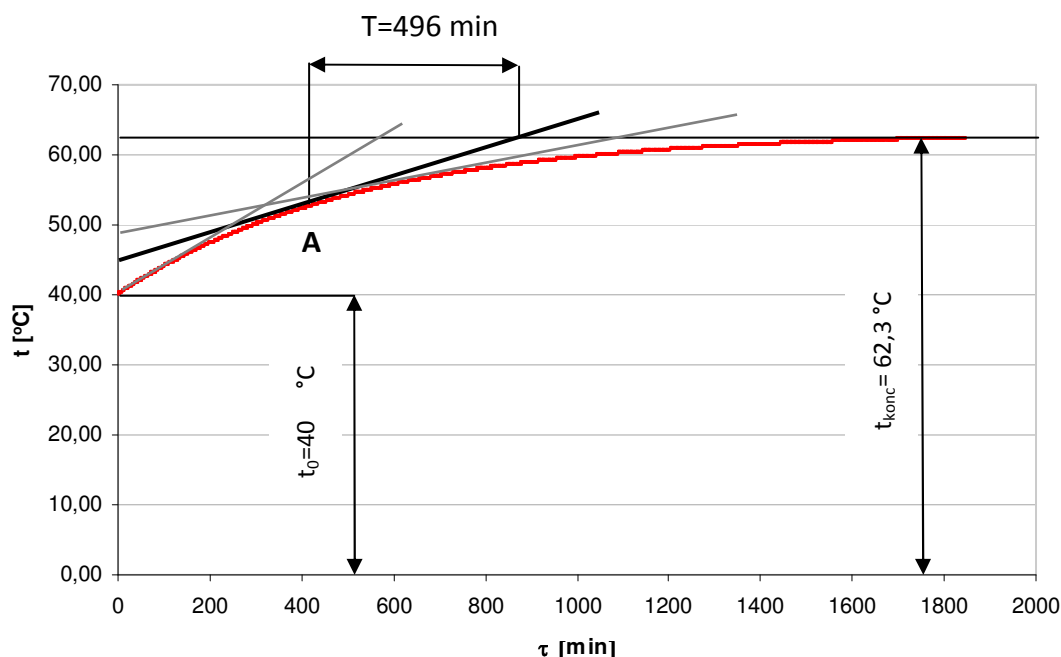
$$t = t_0 + \frac{\phi_1}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{\frac{-\tau}{T}}\right) = 40 + \frac{1823}{15 \cdot 5,526} \cdot \left(1 - e^{\frac{-180}{31689}}\right) = 40,13 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.3.19)$$

Hodnoty tepelného výpočtu se dosadí do tabulky 4.3.1

Tabulka 4.3.2 Hodnoty oteplovací křivky

ohřev oleje v nádrži		
τ	t	τ
[s]	[$^\circ\text{C}$]	[min]
180	40.13	3
360	40.26	6
540	40.39	9
15480	48.91	258
15660	48.99	261
15840	49.07	264
44280	57.36	738
44460	57.39	741
44640	57.43	744
110520	62.36	1842
110700	62.36	1845
110880	62.37	1848

Oteplovací časovou konstantu T lze také určit graficky sestrojením několika tečen ke křivce v bodě A (obr. 4.3.3)



Obr. č. 4.3.3 Graf tepelného toku odvedeného nádrží

Z předchozího řešení lze usoudit, že teplota hydraulického oleje se po cca 8 hodinách provozu ustálí na teplotě $t = 62\text{ °C}$. Teplosměnná plocha nádrže není dostačující pro odvod tepelného toku, který vzniká přeměnou tlakové energie kapaliny na tepelnou, proto bude zapotřebí použít jako další řešení pro optimalizaci teploty chladič.

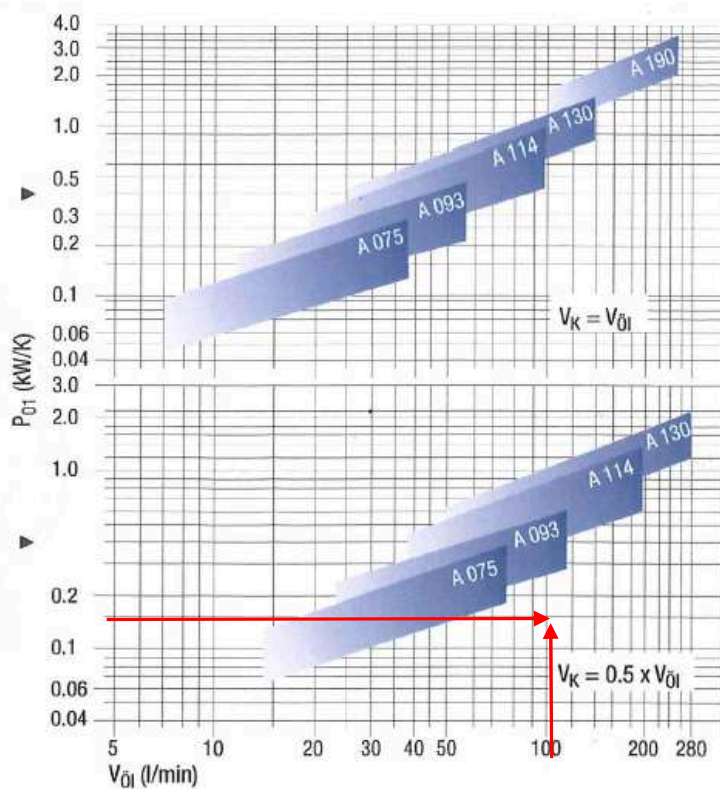
4.3.4 Návrh chladiče

Výpočet chladicího výkonu ϕ_{CHL} (tepelný tok chladiče) při známém ekvivalentním tepelném toku hydraulického agregátu $P_e = \phi = 5,9\text{ kW}$.

$$\phi_{CHL} = \phi - \phi_N = 5,9 - 1,8 = 4,1\text{ kW} \quad (4.3.20)$$

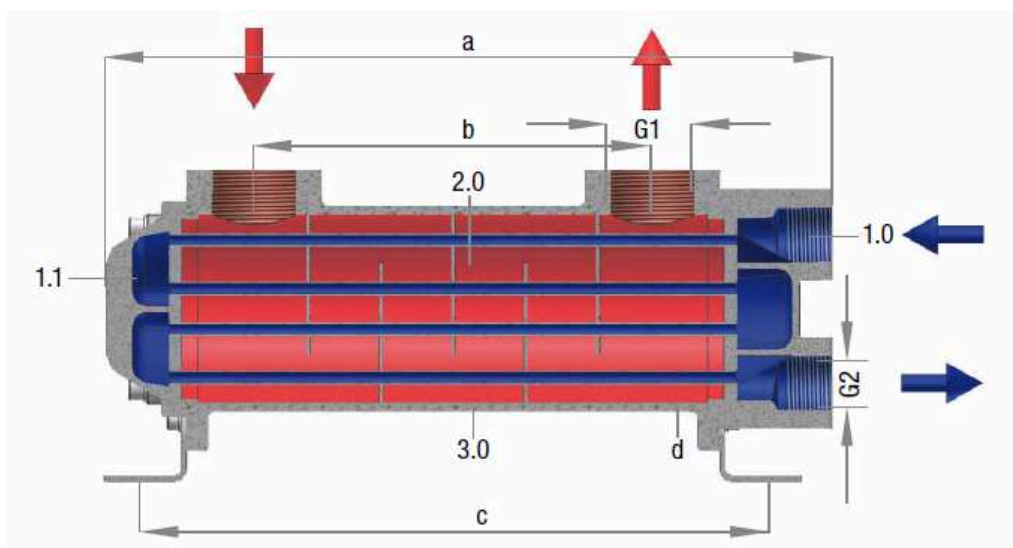
Výpočet měrného chladicího výkonu q_{CHL} (měrný tepelný tok).

$$q_{CHL} = \frac{\phi_{CHL}}{\Delta t} = \frac{4100}{20} = 186,4\text{ W} \cdot \text{°C}^{-1} = 0,187\text{ kW} \cdot \text{°C}^{-1} \quad (4.3.21)$$



Obr. 4.3.4 Graf specifikace chladiče Funke

V katalogu výrobce se dosadí hodnoty do grafu obr. 4.3.4 a určí se chladič. Nejblížejší křivka, která protíná průsečky zadaných hodnot, určuje vodní chladič pod typovým označením Funke A 093.



Obr. 4.3.5 Vodní chladič Funke A 093

Další výhodou je možnost rozebírání chladiče a vyčištění od nečistot, které se vyskytují ve vodním okruhu.

4.4 Filtrace

Čistota provozní kapaliny je základním předpokladem správné funkce každého hydraulického mechanismu. Znečištěný olej v hydraulickém systému má za následek opotřebení, které snižuje životnost všech součástí, zejména funkčních součástí s malou vůlí.

U některých prvků může dojít vlivem nečistot ke zhoršení nebo úplnému znemožnění funkce. Zdroje nečistot lze rozdělit do čtyř základních skupin,

- nečistoty primární – třísky z obrábění, brusné částice, okuje po svařování atd.,
- nečistoty z okolí – vnikají netěsnostmi, plnicím a odvzdušňovacím otvorem,
- nečistoty vznikající funkcí soustavy – opotřebení
- nečistoty vzniklé z kapaliny – chemické změny, tlak, teplota

K posouzení úrovně čistoty kapaliny a stanovení potřeby jejího čištění slouží různé normy. Obvykle se posuzuje čistota oleje dle normy ISO 4406 a NAS 1638. Kód čistoty se skládá ze tří čísel oddělených lomítkem. První číslo je přiřazeno k počtu částic větších než 4 μm v 1 ml kapaliny, druhé je přiřazeno k počtu částic větších než 6 μm v 1 ml kapaliny a třetí je přiřazeno k počtu částic větších než 14 μm v 1 ml kapaliny.

Systém před optimalizací podle odebraných vzorků oleje vykazoval třídu znečištění č. 10 dle normy NAS 1638, což je pro navržený systém s proporcionálním řízením hydrogenerátorů nepřipustné.

Filtrační vložky Unico filter 013 viz. obr. 4.4.1 zhotovené s papírových vláken s impregnovanou fenolovou pryskyřicí a s povrchovým filtračním účinkem (20 μm) bylo nutno nahradit novou filtrační jednotkou s filtračními vložkami zhotovené s Betamikronu (anorganické skelné vlákno) s absolutní filtrací 10 μm .



Obr. 4.4.1 Původní externí filtrační a chladicí agregát

4.4.1 Software Hydac Filtertechnik

Aby se zjednodušilo používání složitých vztahů v praxi, zavádějí se různé programy (v daném případě program Filtertechnik od fa Hydac), který nabídne vhodný filtr i s filtrační vložkou. Do hlavního nastavovacího okna obr. 4.4.2 se zadají základní informace (průtok Q_N , tlak p , jemnost filtrace μm) a po spuštění „Filter suchen“ program nabídne nejvhodnější variantu filtru s technickým výkresem a připojovacími rozměry.

4.4.2 Návrh filtru v samostatném obvodu

Malý pomocný hydrogenerátor dodává kapalinu z odpadní části nádrže přes nízkotlaký filtr a chladič zpět do sací části nádrže. Hydrogenerátor má svůj vlastní elektromotor a je zcela nezávislý na hydraulickém systému.

Průtok pomocného hydrogenerátoru by měl být podle okolností (stupeň znečištění, filtrační stupeň) zvolen v rozsahu od 2 - 10% objemu nádrže.

HYDAC

Filtertyp: RFLD

Filterfeinheit: 10 µm

Filtermaterial: Betamicon® 4 - ...

Baugröße: 501

Umschaltung: Kugel

Anschluss: SAE DN 50 (Qm...

Typenkennzahl: Standard

Angaben zur Anlage

Betriebsdruck: 8.00 bar

Volumenstrom: 100 l/min

Zul. Druckdifferenz bei sauberem Element: 1.00 bar

Flüssigkeit: ISO VG 46 (Mineralöl)

Viskosität: 43.70 mm²/s

Filter suchen **Alles zurücksetzen** **Anlagedaten ändern**

Typenschlüssel	Umschaltung	Anschluss	Druck [bar]	Schmutzaufnahme [g]	Δp [bar]	Δp Element(e) [bar]
RFLD BN/HC 501 DAL 10 1.x	Kugel	SAE DN 50 (Q _{max} =260 l/min bei W/HC P/HC)	25.0	78.6	0.22	0.19

Grafiken

Zurück Weiter

Version 2.3, Edt.03/11

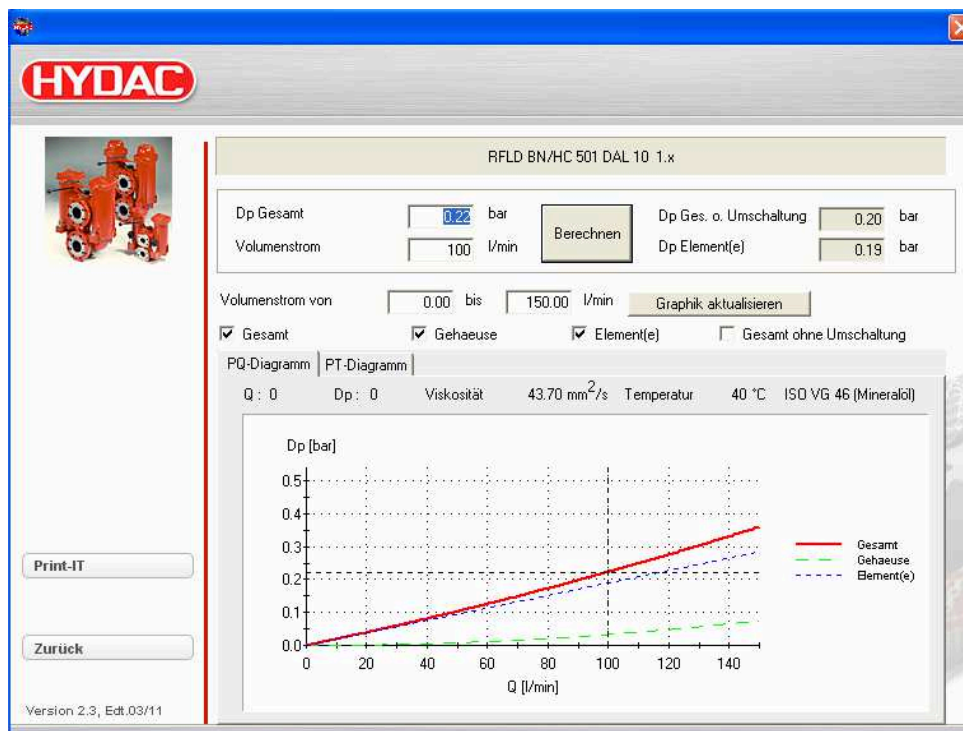
Treffer: 1

Obr. 4.4.2 Hlavní nastavovací okno programu Filtrtechnik



Obr. 4.4.3 Filtr RFLD BN/HC 501 DAL 10.1 – L24

Pro řešenou aplikaci je navržen filtr typ RFLD BN/HC 501 DAL 10.1 – L24 obr. 4.4.3. Velmi důležitým parametrem je odpor filtru určený charakteristikou na obr. 4.4.4.



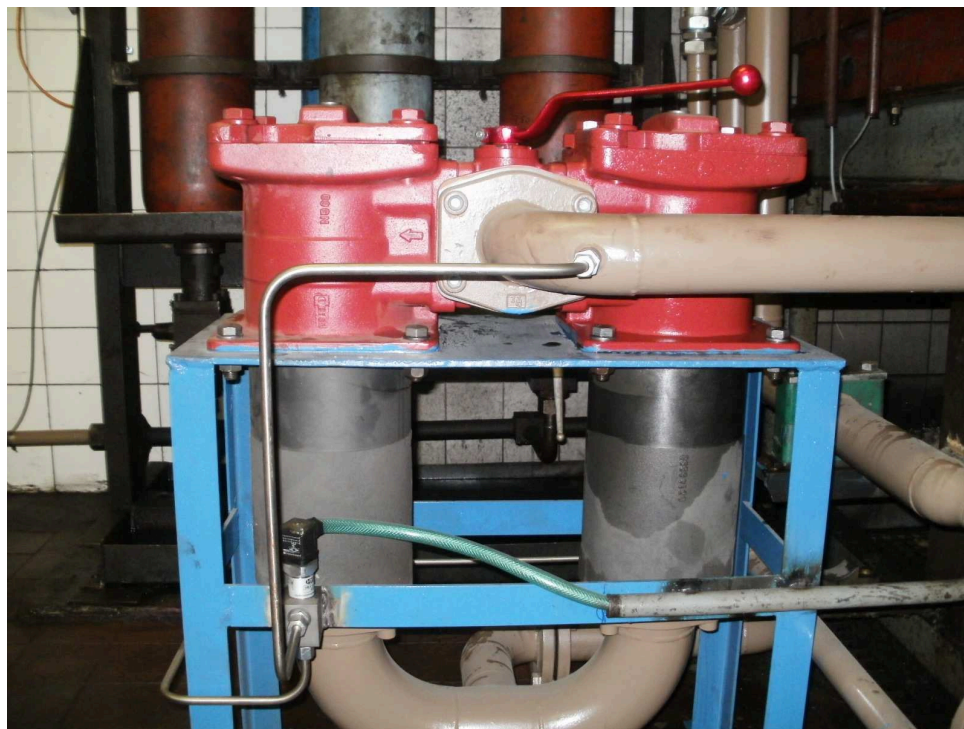
Obr. 4.4.4 Graf tlakové ztráty a skutečný průtok

4.4.3 Návrh odpadního filtru ve zpětném vedení

Jedním z největších nedostatků hydraulického systému pro lis Mannesmann Meer, byla absence odpadní filtrace.

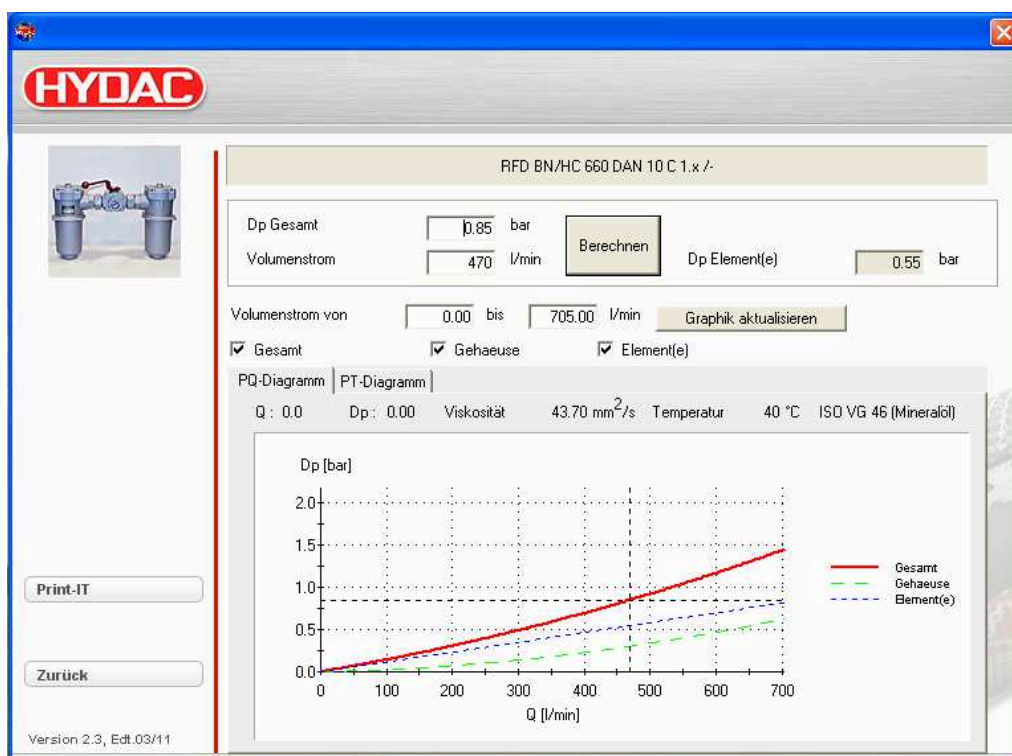
Odpadní filtry čistí olej, který se vrací z hydraulického okruhu zpět do nádrže. Filtr musí mít velmi malý odpor, aby tlak před filtrem neporušil správnou funkci hydraulického obvodu. Filtr je v činnosti jen při chodu stroje.

Při volbě velikosti filtru je nutné vzít v úvahu maximální možný průtok. K zamezení možnosti zpěnění nádrže se musí dbát na to, aby výstup z odpadního filtru byl vždy pod hladinou oleje v nádrži.



Obr. 4.4.5 Odpadní filtr RFD BN/HC 660 DAN10 C 1 – L 24

Stejným způsobem jako v kapitole 4.4.1 byl pomocí programu Filtertechnik navržen odpadní filtr RFD BN/HC 660 DAN10 C 1 – L 24 (obr. 4.4.5).



Obr. 4.4.6 Graf tlakové ztráty a skutečný průtok odpadního filtru

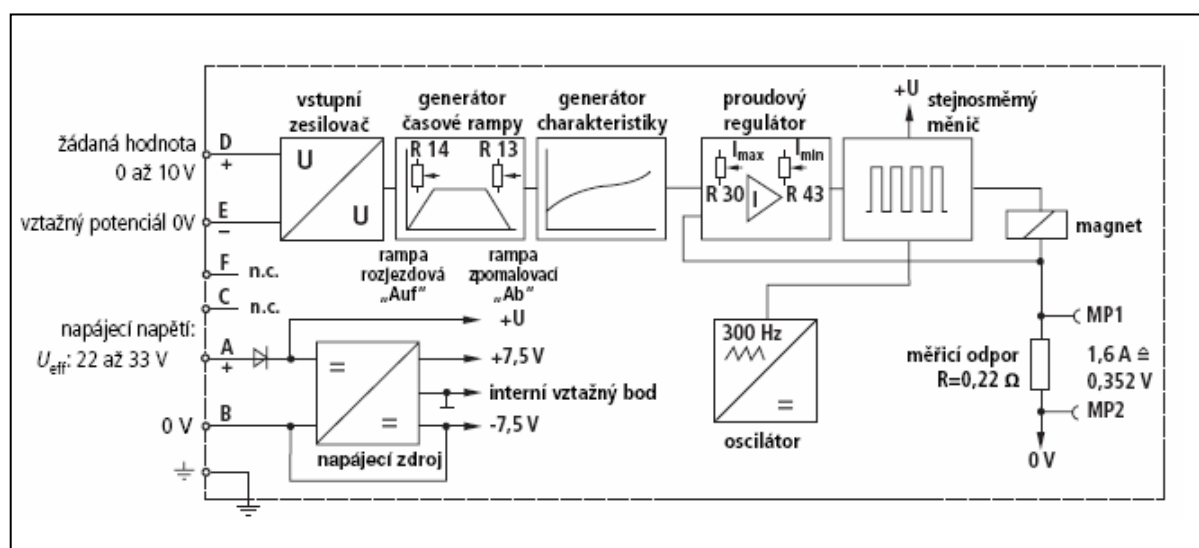
řídícího ventilu (12). Tímto je umožněn odtok řídicí kapaliny přes větev y (14) do nádrže a na cloně (4) vznikají tlakové spády, které působí na hlavní šoupátko (3) a to se pak posouvá proti síle vratné pružiny (10). Vytvoří se spojení větví A a B a to zamezí dalšímu nárůstu tlaku. Prostřednictvím větve x (13) může být ventil odlehčen nebo může být omezen max. tlak.

Použitý tlakový ventil DBEM je s přídavným řídicím ventilem (15), na který působí síla pružiny a prostřednictvím tohoto ventilu lze omezovat tlak na maximální hodnotu (kontrolní jištění tlaku). V zásadě se doporučuje toto provedení.

5.2 Popis funkce integrované řídicí elektroniky u typu DBE

Řízení integrované elektroniky je realizováno prostřednictvím výstupů D a E na diferenciálním zesilovači. Generátor časové rampy je zdrojem zpožděného nárůstu nebo poklesu proudu na magnetu. Tento nárůst nebo pokles je generován ze skokové žádané hodnoty (0 až 10 V nebo 10 až 0 V). Prostřednictvím potenciometru R 14 lze nastavit dobu nárůstu a na potenciometru R 13 dobu poklesu proudu na magnetu.

Nastavení max. hodnoty rampového času 5 s lze realizovat pouze v plném rozsahu žádané hodnoty. V případě změn menších žádaných hodnot se rampový čas zmenšuje. V obvodu pro úpravu vstupních signálů se charakteristika žádané hodnoty proudu na magnetu upraví k hodnotám ventilu tak, že případné nelinearity v hydraulice lze kompenzovat a tím může dojít ke generování lineární žádané hodnoty tlaku.



Obr. 5.2.1 Blokové schéma, rozmístění výstupů integrované řídicí elektroniky

Regulátor proudu reguluje proud na magnetu nezávisle na odporu na cívce magnetu. Na potenciometru R 30 (obr. 5.2.1) lze měnit strmost charakteristiky žádané hodnoty proudu a tím také strmost charakteristiky žádané hodnoty na proporcionálním tlakovém ventilu.

Potenciometr R 43 slouží k nastavení průtoku v řídicí větvi. Toto nastavení by nemělo být měněno. Pokud je to zapotřebí, je nulový bod charakteristiky žádané hodnoty tlaku na sedle ventilu nastavitelný.

Výkonový stupeň řídicí elektroniky pro řízení proporcionálního magnetu představuje stejnosměrný měnič. Tento měnič je modulován šířkou impulsů s taktovací frekvencí 300 Hz. Na obou měřicích zdírkách MP 1 a MP 2 může být měřen proud na magnetu.

Napěťový spád o hodnotě 0,352 V na měřicím odporu odpovídá proudu na magnetu o hodnotě 1,6 A.

5.3 Rovnice pro vyvažování osových sil

Pro řízení – ovládání osových sil se používá software RS logic 500 pro automaty AB. Skutečný tlak vody F 8:10 měřený tlakovým čidlem se násobí koeficientem K 1.

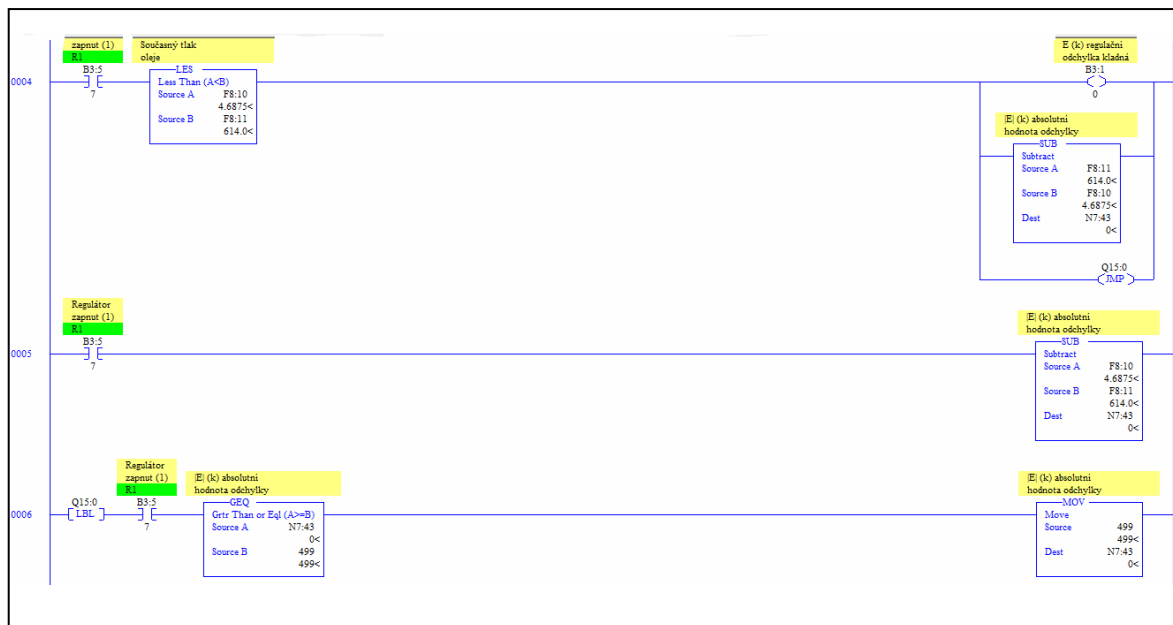
$$K_1 = x \cdot x \cdot 0,4322 \quad (x \cdot x - \text{kruh vložen do čtverce}) \quad (5.3.1)$$

dále je v programu tato hodnota zpracovávána následovně,

$$N 7 : 41 = \frac{F 8 : 5}{10\,000} \quad (5.3.2)$$

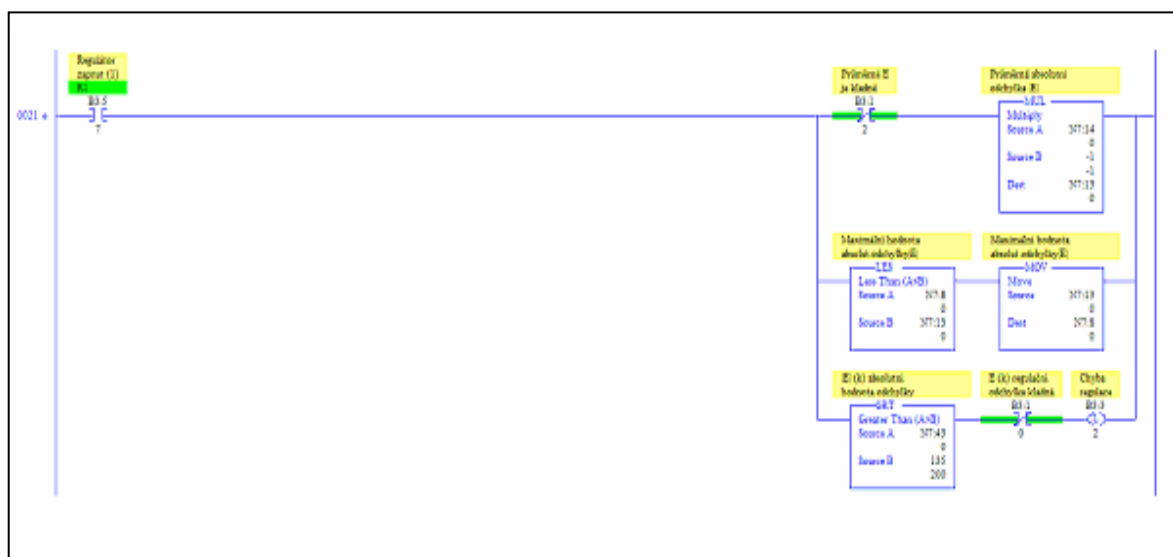
$$F 8 : 11 = N 7 : 41 + 23 \quad (5.3.3)$$

Výsledná hodnota F 8:11 je v časovém rozmezí 10 ms porovnávána se skutečným tlakem vody F 8:10 a vyhodnocuje regulační odchylku (obr 5.3.1).



Obr. 5.3.1 Regulační odchylka rozdílů tlaků vody a oleje

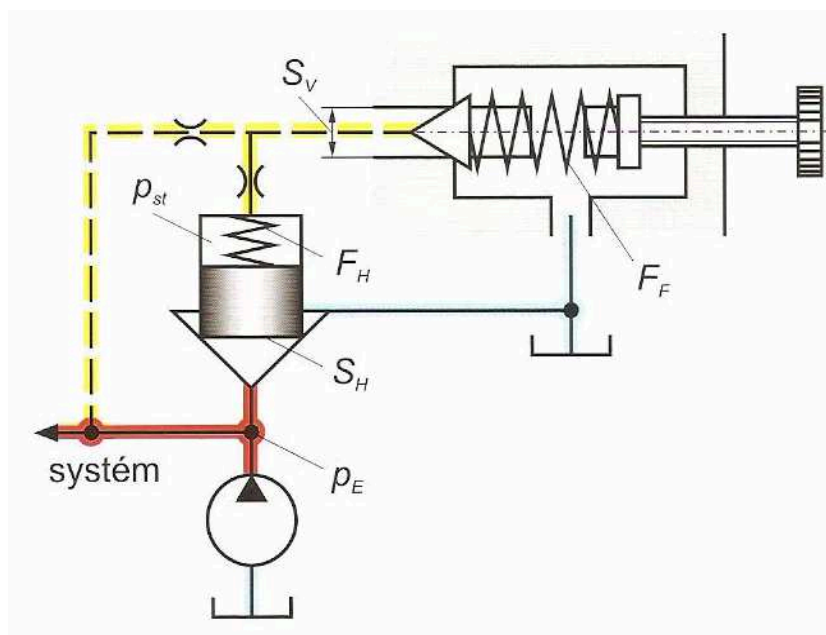
Program dále pracuje s absolutní hodnotou F 8:10 – F 8:11, nebo F 8:11 – F 8:10 (obr 5.3.2). Pokud je nesrovnalost odchylky vyšší než hodnota 130 bezrozměrného čísla, zkouška tlakování je ukončena jako neúspěšná.



Obr. 5.3.2 Absolutní odchylka – chyba regulace

5.4 Řešení problematiky vyvažování osových sil

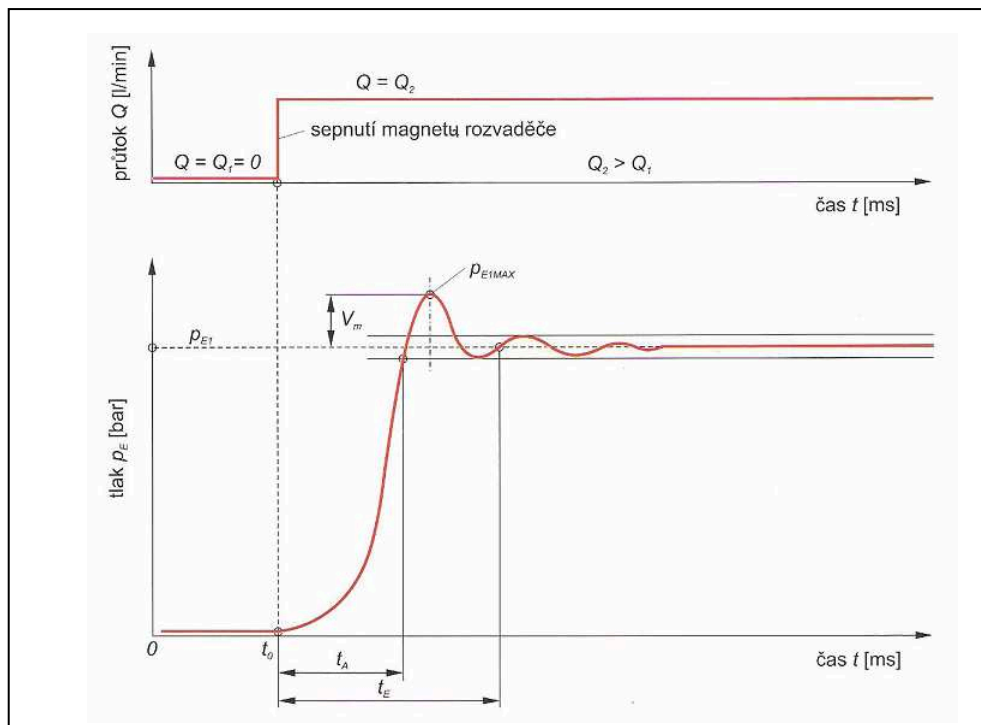
V hydraulickém okruhu pro vyvažování byl zabudován dvoustupňový proporcionální tlakový ventil DBEM 10 – 3x/315Y RD 29142/3.83. Z výsledného měření vyplynulo, že hodnoty při začátku tlakování byly následující: tlak oleje $p_{olej} = 8 \text{ bar}$, tlak vody $p_{olej} = 0 \text{ bar}$.



Obr. 5.4.1 Tlakové poměry dvoustupňových pojistných ventilů

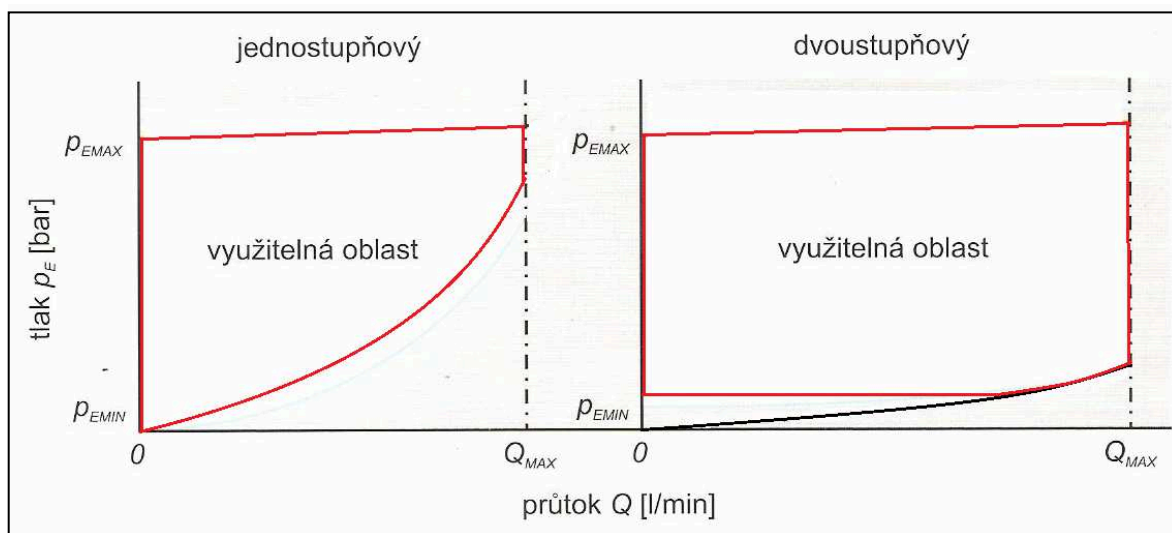
U jednostupňových pojistných ventilů se výrazněji uplatňuje vliv velikosti průtoku na výsledný tlak. To je dáno součtem tlaku odpovídajícího nastavení pružiny a tlakového zvýšení, které je dáno škrcením při průtoku.

U dvoustupňových pojistných ventilů je vliv průtoku na výsledný tlak méně výrazný. Důvod, proč má dvoustupňový ventil příznivější charakteristiku vyplývá z charakteristiky pružiny a hydraulického odporu druhého stupně (obr. 5.4.1).



Obr. 5.4.2 Průběhy tlaku při skokové změně

Nevýhodou těchto dvoustupňových tlakových ventilů je, že nastává rozkmitání kuželky ventilu při malých průtocích a pro nízká nastavení tlaku. Nejnižší nastavitelné hodnoty tlaku leží v intervalu 1,5 až 4,5 bar (obr. 5.4.2).

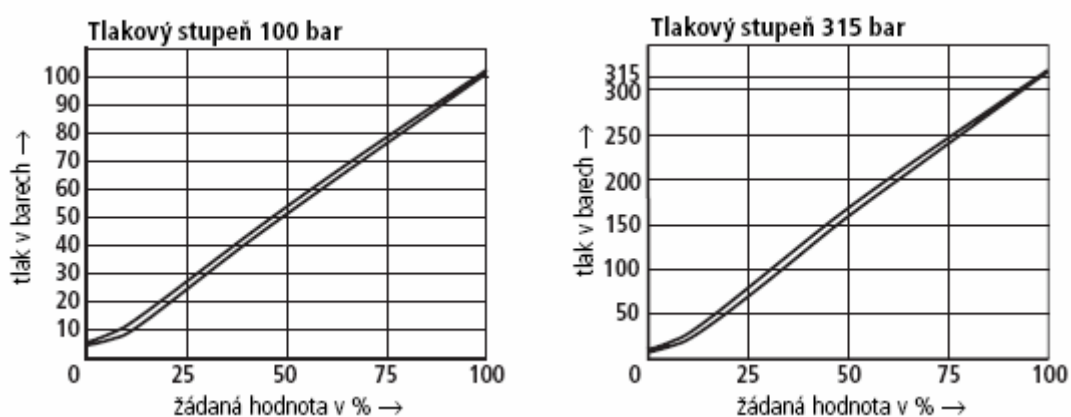


Obr. 5.4.3 Oblast využití pojistných ventilů

Při tlakování byl naměřen maximální tlak vyvažování 80 bar. Z obr. 5.4.3 lze usoudit, že byl konstrukčně nevhodně navržen dvoustupňový proporcionální tlakový ventil DBEM 10 – 3x/315Y RD 29142/3.83. Po zabudování dvoustupňového proporcionálního tlakového

ventilu s maximálním tlakem 100 bar typu DBEM 10 – 3x/100Y RD 29142/3.83 se rozdíl tlaků eliminoval.

Z následného měření jsou hodnoty následující: tlak oleje $p_{olej} = 4 \text{ bar}$, tlak vody $p_{voda} = 0 \text{ bar}$. Nesrovnalost odchylky bezrozměrného čísla se pohybuje mezi hodnotami 100 – 110 a zkoušky tlakování jsou ukončeny jako úspěšné. Tímto zásahem byla zkrácena doba tlakování jedné trubky cca o 15 s.



Obr. 5.4.3 Charakteristiky žádané hodnoty tlaku

6 Závěr

Tato diplomová práce se primárně zaměřovala na návrh a optimalizaci hydraulického systému lisu Mannesmann Meer. Hydraulický agregát je již nainstalován v ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s. V hydraulickém systému se používá minerální hydraulický olej Paramo OHHM 46. Komplexně je počítáno s nejvyšší možnou teplotou okolí v tovární hale, a to 40 °C.

Práce popisuje technické řešení lisu Mannesmann Meer s následným vyhodnocením současného nevyhovujícího stavu celého hydraulického systému. Postupně jsou zmapované jednotlivé části hydraulických okruhů, které jsem poté analyzoval a seřadil dle nutnosti optimalizace a dalších úprav. Pro další bezporuchový chod tohoto lisu bylo zapotřebí navrhnout a vyměnit hydrogenerátory pro multiplikátor a mechanické funkce včetně jejich řízení. Součástí úprav byl i návrh a realizace filtrace a okruhu chlazení.

Hydraulický systém je komplexně propočítán a navržen v kapitole č. 3, kde jsem se zaměřil na hydrogenerátory s konstantním výkonem. Tyto hydrogenerátory jsou právě pro řešený hydraulický systém velmi vhodné, z důvodů využití většího objemu pracovní kapaliny na začátku tlakování a vysokého tlaku při dokončení požadované operace tlakování. V téže kapitole je navržen hydrogenerátor pro mechanické funkce s odlehčovacím blokem, který zaručuje další snížení energetických ztrát.

V kapitole č. 4 je matematicky řešena optimalizace tepelného toku, jejíž výsledek vyžadoval použití vodního chladiče FUNKE A 093. Původní externí filtrační zařízení bylo nahrazeno novým filtrem Hydac s betamikronovými vložkami s jemností filtrace 10 µm. Hydraulický systém jsem rozšířil o odpadní filtraci Hydac, rovněž s betamikronovými vložkami s jemností filtrace 10 µm. Po opravě hydraulického systému jsem odebral vzorky oleje a následně nechal vyhodnotit v tribologické laboratoři. Hydraulický olej OHHM 46 vykazuje velice dobré hodnoty a to kód čistoty 8 – 9 podle normy NAS 1638.

Poslední kapitola zahrnuje analytické zpracování chyb při počátku tlakování zkoušené trubky. Z daného měření a následné analýzy vyplynulo, že v minulosti byl nevhodně navržen dvoustupňový proporcionální tlakový ventil DBEM 10 – 3x/315Y RD 29142/3.83. Tento prvek jsem nahradil dvoustupňovým proporcionálním tlakovým ventilem s maximální tlakem do 100 bar. Nesrovnalost počátečních rozdílů tlaků vody a oleje jsem tímto zásahem eliminoval a zkoušky tlakování byly ukončeny jako úspěšné. Realizovanými úpravami byla zkrácena doba tlakování jedné trubky cca o 15 s.

Celkově nově navržené řešení hydraulického lisu Mannesman Meer je z ekonomického hlediska velmi příznivé. Energetická náročnost na celý systém se snížila zhruba o 23 kW za hodinu (286 000 Kč/rok při dnešní ceně 2 840 Kč/MWh). Odstraněním nežádoucích úniků hydraulického oleje OHHM 46 o zhruba 19 000 litrů (příloha P 1 – Porovnání spotřeby OHHM 46 v roce 2011 a 2012) ušetřil závod při dnešní ceně 23 Kč/litr cca 437 000 Kč. Poruchovost systému se po optimalizaci snížila v řádech desítek procent, což umožnilo vyšší výkonnost lisu, a tím i vyšší zisky pro závod.

Děkuji tímto za odborné vedení a rady Ing. Eriku Stonawskému, Ph.D. a za cennou pomoc v oblasti návrhu technického řešení.

7 Použitá literatura

- [1] DVOŘÁK, L. *Vlastnosti tekutin*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 62 s.
- [2] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanizmy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. 2. vydání, ISBN 978-80-248-0856-7.
- [3] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1994. 171s. 1. vydání, ISBN 80-7078-137-8.
- [4] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanizmů*. Ostrava: VŠB-TU, Ostrava, 1995. 166 s. 1. vydání, ISBN 80-7078-297- 8.
- [5] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. 2. vydání, ISBN 978-80-248-0857-4.
- [6] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. 2. vydání, ISBN 978-80-248-1827-6.
- [7] PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanizmy*. Praha: SNTL Praha, 1986. 230s.
- [8] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 336 s. 1. vydání, ISBN 80-7078-297-8.
- [9] Heinrich Lift, Manfréd Hansel, *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*, 354 s. ,1. vydání, ISBN3-8023-0445-4.
- [10] Hesse Horst, Bredenfeld Guido, Greise Klaus, *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren*, Expert verlag – Renningen 2004, 174 s. ,1. vydání, ISBN3-8169-2299-6.
- [11] <http://www.boschrexroth.cz>
- [12] <http://www.hydac.cz/>
- [13] <http://www.olaer.cz/>
- [14] <http://www.elektromotory-siemens.cz/>

Použité normy:

NAS 1638, ČSN 65 6206, ISO 4406

Firemní literatura:

Argo-Hytos, Hydac, Rexroth Bosh Group.

8 Seznam příloh

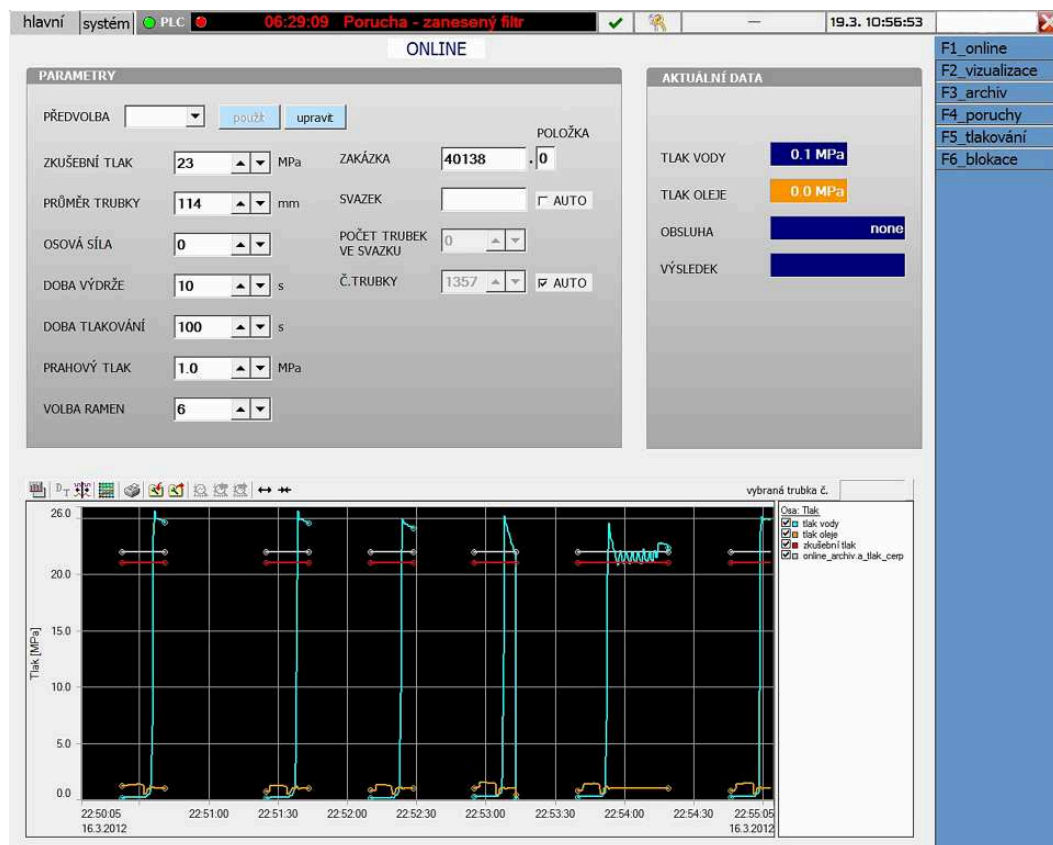
- P 1 Porovnání spotřeby OHHM 46 v roce 2011 a 2012
- P 2 Průběh tlakování - vizualizace
- P 3 Archivace a blokační podmínky
- P 4 Hydraulické schéma LIS 100 MPa, list 1/4
- P 5 Hydraulické schéma LIS 100 MPa, list 2/4
- P 6 Hydraulické schéma LIS 100 MPa Manesmann Meer, list 1

P 1 Porovnání spotřeby OHHM 46 v roce 2011 a 2012

	Spotřeba hydraulického oleje Adjustáž 140 mm 2011												
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Suma
Utahovací stroj						55					30		85
FT 150 č.1	60	15	30	25		30		50	15		10		235
FT 150 č.2	35		20	15	40		30		25			30	195
FT 150 č.3													
Lis M+M	1450	1570	1510	1560	1640	1510	1615	1650	1820	1780	1640	1770	19515
Lakovací linka					30				60	15			105
Dopravní cesty	15			35			40		45				135
Σ	1560	1585	1560	1635	1710	1595	1685	1700	1965	1795	1680	1800	20270
Spotřeba celkem	20270	Litřů											

	Spotřeba hydraulického oleje Adjustáž 140 mm 2012												
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Suma
Utahovací stroj													
FT 150 č.1	50	15		40									105
FT 150 č.2	55		20	20									95
FT 150 č.3													
Lis M+M	110	215	90	85									500
Lakovací linka			40										40
Dopravní cesty		20											20
Σ	215	250	150	145									760
Spotřeba celkem	760	Litřů											

P 2 Průběh tlakování - vizualizace



P 3 Archivace a blokační podmínky

hlavní systém ● PLC ● 06:29:09 Porucha - zanesený filtr ✓ ⚠ 19.3. 10:58:03

ARCHIVNÍ DATA

zakázka

svazek

trubka

datum čas > 8. 3. 2012 00:00:00

datum čas < 8. 3. 2012 00:00:00

obsluha

zkušební tlak

výsledek

řazení

Hledat

Tisk

Smazat

nalezeno: 6618

ZAKAZKA	SVAZEK	TRUBKA	ZK_TLAK	DATUMCAS	DOBA	OBSLUHA	VYSLEDEK	SOUBOR	DOBA_VYDRZ	ID
201240138.0	1356	23	17.3.2012 5:13:39	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1356	10	499886	
201240138.0	1355	23	17.3.2012 5:12:10	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1355	10	499885	
201240138.0	1354	23	17.3.2012 5:10:46	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1354	10	499884	
201240138.0	1353	23	17.3.2012 5:09:25	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1353	10	499883	
201240138.0	1352	23	17.3.2012 5:08:21	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1352	10	499882	
201240138.0	1351	23	17.3.2012 5:06:53	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1351	10	499881	
201240138.0	1350	23	17.3.2012 5:05:31	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1350	10	499880	
201240138.0	1349	23	17.3.2012 5:04:10	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1349	10	499879	
201240138.0	1348	23	17.3.2012 5:02:01	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1348	10	499878	
201240138.0	1347	23	17.3.2012 5:00:19	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1347	10	499877	
201240138.0	1346	23	17.3.2012 4:59:12	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1346	10	499876	
201240138.0	1345	23	17.3.2012 4:57:55	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1345	10	499875	
201240138.0	1344	23	17.3.2012 4:56:00	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1344	10	499874	
201240138.0	1343	23	17.3.2012 4:54:37	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1343	10	499873	
201240138.0	1342	23	17.3.2012 4:53:37	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1342	10	499872	
201240138.0	1341	23	17.3.2012 4:52:04	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1341	10	499871	
201240138.0	1340	23	17.3.2012 4:50:16	100	Kubica Vladimír	1	3/201240138_0_1340	10	499870	

zakázka 201240048.0

svazek 0

trubka 0

datum 8.3.2012 12:26:28

zkušební tlak 17 Mpa

doba tlakování 5 s

obsluha Ryšavý David

max 19.2 Mpa

min 0 Mpa

výsledek OK

hlavní systém ● PLC ● 06:29:09 Porucha - zanesený filtr ✓ ⚠ 19.3. 10:59:13

BLOKAČNÍ PODMÍNKY

Zákaz plnění

- ☐ Nádrž N1 prázdná
- ☐ Vypnutý motor HG2.x
- ☐ Nízký tlak v akumulátoru
- ☐ Vypnutý motor HG4
- ☐ Vypnutý motor HG5
- ☐ Západka 1 není zavřená
- ☐ Západka 2 není zavřená
- ☐ Ramena svěrek nejsou zasunuta

Předvolené HG2.x BLOKOVÁNO

- ☐ Není ovládnutí HG z Isu
- ☐ Kohout K21 není otevřen
- ☐ Kohout K22 není otevřen
- ☐ Blokování HG2

Blokování HG2

- ☐ Zavřený kohout K27
- ☐ Zavřený kohout K28
- ☐ Nádrž N2 prázdná

Blokování HG4

- ☐ Zavřený kohout K26
- ☐ Blokování HG2
- ☐ Není ovládnutí HG z Isu

Blokování HG6

- ☐ Nádrž N3 prázdná
- ☐ Zavřený kohout K14
- ☐ Zavřený kohout K20

Nesplněny podmínky startu AUTOMAT.CYKLU

- ☐ Je již start cyklu
- ☐ Je zákaz plnění
- ☐ Vhazovač není dole
- ☐ Hlášení vřazování je již provedeno
- ☐ Hlášení vyrovnání není provedeno
- ☐ Vhazovač není nahoře
- ☐ Pevné svěrky jsou sevřeny
- ☐ Volné svěrky jsou sevřeny
- ☐ Pevná hlava není zasunutá
- ☐ Pohyblivá hlava není zasunutá
- ☐ Kryt Isu není pootevřen

Krátká trubka

- ☐ Pevná hlava je vysunutá
- ☐ Pohyblivá hlava je vysunutá